

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Mile Malić**

Zagreb, 2016

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Mile Malić

Zagreb, 2016

*Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.*

*Zahvaljujem se prof. dr. sc. Vladimiru Soldi, koji je prihvatio mentorstvo, na uloženom trudu i vremenu prilikom izrade ovog diplomskoga rada.*

Mile Malić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Mile MALIĆ** Mat. br.: 0035180363

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Rezultati mjerenja rada geotermalne dizalice topline u režimu hlađenja**  
Naslov rada na engleskom jeziku: **Measured results during cooling mode of the ground source heat pump operation**  
Opis zadatka:

U radu je potrebno provesti mjerenja na ispitnoj dizalici topline tlo-voda s vertikalnim bušotinskim izmjenjivačem topline dubine 130 m, koja se koristi za grijanje i hlađenje učionica S7 i S8 na Fakultetu strojarstva i brodogradnje. Navedena dizalica topline koristi propan kao radnu tvar i opremljena je s više mjerila za energetska bilanciranje i optimiranje sustava: mjerilima temperature na strani radne tvari, izvora i ponora topline, mjerilima tlaka, protoka, kalorimetrima, mjeračima električne energije i snage, optičkim kabelima za mjerenje temperature duž bušotinskog izmjenjivača topline u tlu.

Mjerenje parametara rada sustava s geotermalnom dizalicom topline potrebno je provesti u režimu hlađenja učionica S7 i S8.

Rad treba sadržavati:

1. Pregled literature koja sadrži rezultate mjerenja učinkovitosti dizalica topline u režimu grijanja i hlađenja, te pregled korištenih radnih tvari;
2. Analizu rezultata mjerenja dizalice topline u režimu hlađenja;
3. Termodinamički proračun isparivača i kondenzatora dizalice topline;
4. Dispozicijski crtež dizalice topline.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

5. svibnja 2016.


Rok predaje rada:

7. srpnja 2016.


Predviđeni datumi obrane:

13., 14. i 15. srpnja 2016.

Zadatak zadao:

  
Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Predsjednica Povjerenstva:

  
Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

# SADRŽAJ

POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE .....	VI
POPIS OZNAKA .....	VII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY .....	XI
1. UVOD .....	1
2. PROPAN (R290).....	2
2.1. Ugljikovodici (HC).....	3
2.2. Termodinamička svojstva.....	5
3. REZULTATI MJERENJA GEOTERMALNIH DIZALICA TOPLINE U SVIJETU ....	13
3.1. Rezultati mjerenja "Ground Med" EU projekta .....	14
3.1.1. Tehnologija.....	15
3.1.2. Lokacije .....	16
3.1.3. Učinak bušotinskih izmjenjivača topline .....	18
3.1.4. Energetska učinkovitost sustava.....	18
3.2. Izvedivost geotermalnih dizalica topline u uredskim zgradama: Kineska studija.....	22
3.2.1. Uvod .....	24
3.2.2. Metodologija .....	26
4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINE PREMA VDI 2078.....	32
4.1. Unutrašnji izvori topline $\Phi_I$ .....	32
4.1.1. Toplina koju odaju ljudi, $\Phi_P$ .....	32
4.1.2. Toplina koju odaju različiti električni uređaji $\Phi_M$ .....	33
4.2. Vanjski izvori topline $\Phi_A$ .....	34
4.2.1. Transmisijski toplinski dobiti kroz zidove $\Phi_W$ i staklene površine $\Phi_T$ .....	34
4.2.2. Toplinski dobiti kroz staklene površine – zračenjem .....	35
4.2.3. Ventilacija .....	36
5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ISPARIVAČA I KONDENZATORA DIZALICE TOPLINE .....	38
5.1. Termodinamički proračun pločastog isparivača.....	41
5.1.1. Odabrane dimenzije pločastog isparivača .....	45
5.2. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora .....	50
5.2.1. Termodinamički proračun zone I .....	52

5.2.2. Termodinamički proračun zone II.....	60
6. ANALIZA REZULTATA GEOTERMALNE DIZALICE TOPLINE U REŽIMU HLAĐENJA .....	66
7. ZAKLJUČAK .....	73
LITERATURA.....	74
PRILOZI.....	75

## POPIS SLIKA

Slika 2-1. Volumetrički rashladni učinak radnih tvari kao funkcija temperature isparavanja, [3]	6
Slika 2-2. Volumetrički rashladni učinak ugljikovodika (R290 i R717) i ostalih HFC radnih tvari kao funkcija temperature isparavanja, [3]	8
Slika 2-3. Tlakovi zasićenja za pojedine radne tvari, [3]	9
Slika 2-4. Toplina isparavanja propana (R290) i ostalih radnih tvari, [3]	10
Slika 2-5. Omjeri tlakova kondenzacije i isparavanja između pojedinih radnih tvari, [3]	10
Slika 2-6. Volumetrička energetska potrošnja propana (R290) u odnosu na druge radne tvari, [3]	11
Slika 3-1. Lokacije objekata odabranih u projektu (Ground-Med), [4]	16
Slika 3-2. Godišnji toplinski množitelji (SPF) izračunati iz podataka dobivenih pomoću sustava za praćenje podataka za sezonu hlađenja 2013 (srpanj-rujan), [4]	20
Slika 3-3. Godišnji toplinski množitelji (SPF) izračunati iz podataka dobivenih pomoću sustava za praćenje podataka za sezonu grijanja tijekom prosinca 2013, [4]	21
Slika 3-4. Lokacije 5 odabranih gradova, [5]	23
Slika 3-5. Vrijednosti COP-a geotermalnih dizalica topline za vrijeme ljeta, [5]	25
Slika 3-6. Vrijednosti COP-a geotermalnih dizalica topline za vrijeme zime, [5]	25
Slika 3-7. Fizički model uredske zgrade, [5]	26
Slika 3-8. Izmjerene vrijednosti izlazne temperature bušotinskog medija, [5]	28
Slika 3-9. Izmjerene vrijednosti COP-a geotermalne dizalice topline, [5]	28
Slika 3-10. Simulirane vrijednosti izlazne temperature bušotinskog medija, [5]	29
Slika 3-11. Simulirane COP vrijednosti geotermalne dizalice topline, [5]	29
Slika 5-1. Shema geotermalne dizalice topline	38
Slika 5-2. logp-h dijagram s karakterističnim radnim točkama procesa	39
Slika 5-3. Izabrani pločasti izmjenjivač topline, [6]	41
Slika 5-4. Dijagram izmjene topline između radnih medija u pločastom izmjenjivaču topline	42
Slika 5-5. Izabrani pločasti izmjenjivač topline, [6]	50
Slika 5-6. Dijagram (9-A) pločastog kondenzatora podijeljenog u zone	51
Slika 6-1. Izometrija dizalice topline	66
Slika 6-2. Shema geotermalne dizalice topline	66
Slika 6-3. Ponašanje temperatura vode u spremniku tijekom rada dizalice topline	68

Slika 6-4. Temperature kondenzacije, isparavanja i temperature na kraju kompresije.....	68
Slika 6-5. Temperature polaza i povrata bušotinskog medija i temperatura kondenzacije .....	69
Slika 6-6. Temperature polaza i povrata glikolne smjese i temperature isparavanja i pregrijanja radne tvari.....	70
Slika 6-7. Učini kondenzatora i isparivača, snaga kompresora i COP .....	71
Slika 6-8. Sustav za praćenje i pohranu parametara rada tijekom rada.....	71
Slika 6-9. Spremnik rashladne vode i ventilokonvektor za hlađenje predavaonica .....	72



## POPIS TABLICA

Tablica 2-1. Zapaljiva svojstva ugljikovodičnih radnih tvari, [1].....	3
Tablica 2-2. Svojstva ugljikovodika u odnosu na halokarbonate (freone). Svojstva su dana za standardni rashladni proces (temperatura kondenzacije +30°C, temperatura pothlađenja +25°C i temperatura isparavanja -15°C), [2].....	5
Tablica 2-3. Svojstva radnih tvari koje se koriste u srednjim i većim rashladnim uređajima, [2] .....	7
Tablica 3-1. Ispitna mjesta "Ground-Med" projekta, [4].....	17
Tablica 4-1. Toplina koju odaju ljudi $\Phi_P$ (VDI 2078).....	32
Tablica 4-2. Toplina koju odaju računala $\Phi_M$ .....	33
Tablica 4-3. Transmisijski toplinski dobici.....	34
Tablica 4-4. Površina ostakljenja prema orijentaciji .....	36
Tablica 4-5. Toplinski dobici kroz staklene površine zračenjem.....	36
Tablica 4-6. Stanje zraka.....	37
Tablica 5-1. Veličine stanja radne tvari u karakterističnim točkama procesa.....	40
Tablica 5-2. Proračun koeficijenata prijelaza topline na strani radne tvari R290 .....	48
Tablica 5-3. Proračun koeficijenata prijelaza topline na strani radne tvari.....	58

## **POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE**

2016 - 01 – Dispozicija dizalice topline

## POPIS OZNAKA

<i>Oznaka</i>	<i>Jedinica</i>	<i>Opis</i>
$\Phi_o$	W	Učin isparivača
$q_{m,RT}$	kg/s	Maseni protok radne tvari
$q_{m,gs}$	kg/s	Maseni protok glikolne smjese
$P_k$	W	Snaga kompresora
$\Phi_{preg}$	W	Toplinski tok pregrijanja
$\vartheta_{gs,u}$	°C	Temperatura glikolne smjese na ulazu
$\vartheta_{gs,i}$	°C	Temperatura glikolne smjese na izlazu
$\vartheta_{RT,u}$	°C	Temperatura radne tvari na ulazu
$\vartheta_{RT,i}$	°C	Temperatura radne tvari na izlazu
$\rho_{gs}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća glikolne smjese
$c_{gs}$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet glikolne smjese
$\lambda_{gs}$	W/m K	Toplinska vodljivost glikolne smjese
$\mu_{gs}$	Pa s	Dinamička viskoznost glikolne smjese
$Pr_{gs}$	-	Prandtlova značajka glikolne smjese
$c_{RT,l}$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet radne tvari u kapljevitoj fazi
$\lambda_{RT,l}$	W/m K	Toplinska vodljivost radne tvari u kapljevitoj fazi
$\mu_{RT,l}$	Pa s	Dinamička viskoznost radne tvari u kapljevitoj fazi
$\rho_{RT,l}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća radne tvari u kapljevitoj fazi
$c_{RT,v}$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet radne tvari u parovitoj fazi
$\lambda_{RT,v}$	W/m K	Toplinska vodljivost radne tvari u parovitoj fazi
$\mu_{RT,v}$	Pa s	Dinamička viskoznost radne tvari u parovitoj fazi
$\rho_{RT,v}$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća radne tvari u parovitoj fazi
$H$	m	Visina izmjenjivača topline
$B$	m	Širina izmjenjivača topline
$\phi$	-	Faktor površine izmjenjivača
$\beta$	°	Kut orebrenja izmjenjivača
$b$	m	Dubina orebrenja
$d_e$	m	Ekvivalentni promjer kanala
$N$	-	Broj ploča pločastog izmjenjivača topline
$A_c$	m <sup>2</sup>	Površina jednog kanala
$N_{gs}$	-	Broj kanala za strujanje glikolne smjese
$w_{gs}$	m/s	Brzina strujanja glikolne smjese kroz kanal
$Re_f$	-	Reynoldsov broj

$N_{u,f}$	-	Nusseltov broj
$\alpha_{gs}$	$W/(m^2 K)$	Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese
$q_A$	$W/m^2$	Pretpostavljeni specifični toplinski tok
$\Delta\vartheta_m$	$^{\circ}C$	Srednja logaritamska temperaturna razlika
$N_{RT}$	-	Broj kanala za strujanje radne tvari
$G$	$kg/sm^2$	Maseni protok po ( $m^2$ ) poprečnog presjeka
$B_{o,A}$	-	Boilingov broj
$\alpha_{RT}$	$W/(m^2 K)$	Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari
$\mu_x$	$Pa s$	Dinamička viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare
$\lambda_x$	$W/m K$	Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare
$\lambda_e$	$W/m K$	Koeficijent toplinske vodljivosti Fe-Ni ploče
$\delta$	$M$	Debljina ploče
$k_A$	$W/(m^2 K)$	Koeficijent prolaza topline
$\Phi_I$	$W$	Toplinski tok zone I
$\Phi_{II}$	$W$	Toplinski tok zone II
$\rho_{RT}$	$kg/m^3$	Gustoća radne tvari
$c_{RT}$	$kJ/kgK$	Specifični toplinski kapacitet radne tvari
$\lambda_{RT}$	$W/m K$	Koeficijent toplinske vodljivosti radne tvari
$\mu_{RT}$	$Pa s$	Dinamička viskoznost radne tvari
$P_{r,RT}$	-	Prandtlova značajka radne tvari
$A_{isp}$	$m^2$	Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač
$A_{isp,pot}$	$m^2$	Potrebna površina za izmjenu topline
$\Phi_I$	$W$	Toplinski tok unutrašnjih izvora
$\Phi_P$	$W$	Toplinski dobici od ljudi
$\Phi_M$	$W$	Toplinski dobici od različitih električnih uređaja
$\Phi_E$	$W$	Toplinski dobici od rasvjete
$\Phi_R$	$W$	Toplinski dobici od susjednih prostorija
$\Phi_W$	$W$	Toplinski dobici transmisijom kroz zidove
$\Phi_A$	$W$	Toplinski dobici iz vanjskih izvora
$\Phi_F$	$W$	Toplinski dobici kroz staklene površine
$\Phi_T$	$W$	Toplinski dobici kroz staklene površine - transmisijom
$\Phi_S$	$W$	Toplinski dobici kroz staklene površine - zračenjem
$A$	$m^2$	Površina plohe
$U$	$W/(m^2 K)$	Koeficijent prolaza topline
$\vartheta_e$	$^{\circ}C$	Vanjska projektna temperatura
$\vartheta_{int}$	$^{\circ}C$	Unutarnja projektna temperatura
$I_{max}$	$W/m^2$	Maksimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja

$A_s$	$m^2$	Osunčana površina stakla
$b$	-	Koeficijent propusnosti sunčevog zračenja
$I_{dif,max}$	$W/m^2$	Maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja
$A_{sjena}$	$m^2$	Zasjenjena površina stakla
$F_w$	-	Faktor smanjenja zbog neokomitog upada sunčevog zračenja
$q_{\perp}$	-	Stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno
$F_c$	-	Faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja (žaluzine, rolete)
$h_L$	$kJ/kg$	Entalpija zraka
$h_D$	$kJ/kg$	Entalpija vodene pare
$x$	-	Sadržaj pare
$V_z$	$m^3/h$	Potrebni volumni protok zraka
$V_e$	$m^3$	Volumen predavaonica
$h_e$	$kJ/kg$	Entalpija vanjskoga zraka
$h_{int-ulaz}$	$kJ/kg$	Entalpija ubačenog zraka u prostoriju
$\Phi_h$	$W$	Rashladni učin hladnjaka
$\rho_z$	$kg/m^3$	Gustoća zraka

## SAŽETAK

U sklopu diplomskoga rada bilo je potrebno pratiti i analizirati rezultate dobivene mjerenjima na ispitnoj geotermalnoj dizalici topline u režimu hlađenja te napraviti proračun iste. Geotermalna dizalica topline se koristi za hlađenje dvije predavaonice unutar fakulteta površine 150 m<sup>2</sup>.

Ogrjevna/rashladna tijela koja se koriste u režimu hlađenja ili grijanja su stropni ventilokonvektori. Navedena dizalica topline koristi propan kao radnu tvar. Toplinsko opterećenje predavaonica ljeti se proračunalo prema normi VDI 2078 koji su podijeljeni na unutrašnje i vanjske toplinske dobitke. Ukupni toplinski dobici za obje predavaonice ljeti iznose 11,76 kW. Temperaturni režim hlađenja odnosno vode u spremniku je 7/12°C. Temperaturni režim glikolne smjese na kondenzatoru je 27/22,4 °C pa prema tome odabrana temperatura kondenzacije iznosi 30°C. Temperaturni režim glikolne smjese na isparivaču je 6,8/1,2 °C, pa odabrana temperatura isparavanja iznosi -5°C. Učinak isparivača iznosi 10,5 kW, dok je učinak kondenzatora 13,2 kW. Proračunate površine izmjene topline na isparivaču i kondenzatoru iznose 1,26 m<sup>2</sup> i 3,89 m<sup>2</sup>.

Ključne riječi: geotermalna dizalica topline, propan, pločasti izmjenjivač topline, mjerenja

## **SUMMARY**

The aim of this master thesis was to measure the geothermal heat pump in cooling mode in order to monitor, analyze results, and produce the necessary budget calculations. Geothermal heat pump is used for cooling two lecture halls, 150 m<sup>2</sup> in size, within the faculty.

Heating/cooling units used in cooling or heating mode are the ceiling fan coil units. The before mentioned heat pump uses propane as its refrigerant. Classroom's thermal load in summer was calculated according to VDI 2078, which was divided into internal and external heat gains. The total heat gains for both lecture halls in summer amount to 12 kW. Temperature mode or cooling water in the tank is 7/12°C. Glycol mixture temperature mode on the condenser is 27/22,4°C and therefore the condensing temperature selected is 30°C. Temperature mode of the glycol mixture in the evaporator is 6,8/1,2°C, and the evaporation temperature selected is -5°C. Measured evaporator power is 10,5 kW, whereas the condenser power is 13.2 kW. The calculated heat transfer surface on the evaporator and condenser amounts of 1.26 m<sup>2</sup> and 3.89 m<sup>2</sup>.

Key words: geothermal heat pump, propane, plate heat exchanger, measurements

## 1. UVOD

Tlo predstavlja ogroman toplinski spremnik, koji se može koristiti kako za grijanje tako i za hlađenje prostora. U 70-im godinama prošloga stoljeća ova se tehnologija počela primjenjivati u Švedskoj. Svake godine bilježi se rast udjela ove tehnologije u svijetu. U SAD-u, geotermalne dizalice topline se primjenjuju u svakoj saveznoj državi. Također postoji veliki rast instaliranih sustava u Kini o čemu će se malo više reći u nastavku ovoga rada. Glavna prednost zemlje kao toplinskoga izvora je u njenoj konstantnoj temperaturi već na 2 metra dubine, a kreće se između 8 i 14 °C.

Geotermalni sustavi su među najučinkovitijim tehnologijama za klimatizaciju i grijanje prostora. U svijetu se provode istraživanja u svrhu poboljšanja energetske učinkovitosti geotermalnih dizalica topline tijekom sezone grijanja ili hlađenja kako bi se potencijal za prihvaćanjem te tehnologije povećao. Kako bi se postigli takvi rezultati, moraju se poboljšati kako komponente tako i sama regulacija dizalice topline.

Ground Med projekt "Napredni sustavi geotermalnih dizalica topline za grijanje i hlađenje u mediteranskim klimama" je projekt vezan za razvoj, demonstraciju i nadgledanje prototipa sustava geotermalne dizalice topline u 8 objekata južne Europe. Glavni ciljevi su bili da se razvije nova generacija sustava geotermalne dizalice topline s maksimalnim mogućim vrijednostima godišnjeg toplinskog množitelja (SPF) i demonstrirati ih tijekom grijanja i hlađenja u 8 objekata južne Europe.

Posljednja desetljeća su dokaz naglog porasta globalne instalirane snage sustava geotermalnih dizalica topline s godišnjim rastom od 30%. Međutim, treba naglasiti da neki sustavi geotermalnih dizalica topline trpe od problema kao što su padajuće efikasnosti sustava. Ove pojave izazivaju neugodnosti i smetnje korisnicima. Karakteristike rada geotermalnih dizalica topline su pod utjecajem nekoliko faktora, kao što je toplinska provodnost tla, materijal ispune bušotine, tip cijevi u tlu, dubina cijevi u tlu, razmak između cijevi u tlu, tipovi bušotinskog izmjenjivača topline, brzina strujanja medija unutar zakopanih cijevi, akumulacija topline tla, itd. S ekonomskog gledišta rada dizalice topline, što je veća vrijednost toplinskog množitelja dizalice topline, više energije sustav može iskoristiti.



## 2. PROPAN (R290)

R290 je uobičajeno ime za propan ( $C_3H_8$ ) visoke čistoće pogodan za upotrebu u industriji hlađenja i klimatizacije.

Uz ostale prirodne radne tvari, ugljikovodici su se koristili od sredine 1800-ih pa sve do 1930-ih. Zbog njihovog zanemarivog utjecaja na okolinu, R290 ponovno vraća svoju popularnost od 1990-ih, te je danas uobičajena alternativa fluoriranim ugljikovodicima u širokom rasponu primjena. Dok je izobutan (R600a) primijenjen u kućanskim aparatima u nekim dijelovima svijeta, nakon toga je predstavljen R290 kao zamjenska radna tvar te je izbacila R134a, R22 ili R404a u nekim primjenama. Ugljikovodici imaju izvrsna termodinamička svojstva te su stoga jednako dobri ili čak i bolji od HFC ili HCFC radnih tvari u većini primjena.

Fluorirani ugljikovodici su djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik i ne sadrže klor (HFC).

Prednosti propana (R290):

- | Nulti potencijal razaranja ozona (ODP = 0)
- | Jako niski potencijal globalnog zagrijavanja (GWP < 4)
- | Odlična termodinamička svojstva koja vode do visokih učinkovitosti sustava
- | Dobra kompatibilnost s komponentama sustava
- | Malo punjenje dozvoljavajući manje izmjenjivače topline i dimenzije cjevovoda

R290 ima širok raspon primjena. Ovo uključuje komercijalno hlađenje, hladnjake u prehrambenim lancima, automate, zamrzivače, preradu hrane, industrijsko i transportno hlađenje, mali klimatizacijski uređaji, velike klimatizacijske i rashladne sustave, dizalice topline.

R290 ima drugačija kemijska svojstva od fluoriranih radnih tvari; glavna razlika je u njegovoj klasifikaciji kao radne tvari od velike zapaljivosti (A3). Stoga rukovanje i korištenje propana kao radne tvari zahtijeva adekvatne sigurnosne mjere. Ovo je od velike važnosti ako se razmatra zamjena radne tvari u sustavu koji je koristio nezapaljiv fluorirani ugljikovodik s propanom (R290) kao nove radne tvari. Također je jako važna čistoća propana. Kvaliteta komercijalno dostupnog propana (LPG) često nije prikladna za hlađenje. Sastav značajno varira, općenito imajući između 60 i 95% propana.

Može također imati velike količine vlage i nezasićenih ugljikovodika.

Nečistoće kao što su drugi ugljikovodici mogu utjecati na tlak pare proizvoda, snižavajući ukupnu učinkovitost sustava. Sumpor može uzrokovati koroziju, i nezasićeni ugljikovodici mogu reagirati s komponentama sustava. Vлага dovodi do hidrolize, korozije i kvara kompresora.

## 2.1. Ugljikovodici (HC)

U manjim i srednjim rashladnim uređajima ugljikovodici kao radne tvari: izo-butan (R600a), propan (R290) i propilen (R1270) zbog svojih dobrih svojstava i ekološke prihvatljivosti zauzimaju svoje mjesto na tržištu.

Najšira je primjena izo-butana R600a koji se koristi u novim manjim i najmanjim rashladnim uređajima (kućanskim hladnjacima) kao zamjena za R134a i R12. Ima najmanji volumetrički rashladni učinak od korištenih radnih tvari što znači da za isti kapacitet sustava ima najveći radni volumen cilindra kompresora (gotovo dva puta veći od npr. radnog volumena za R12). Zbog toga se ne koristi kao zamjenska radna tvar u postojećim sustavima.

Dobra strana ugljikovodika je mala gustoća kapljevine. Općenito, zbog manje gustoće ugljikovodika i punjenja sustava smanjuje se mogućnost zapaljenja radne tvari u slučaju propuštanja. Ostaje prisutan problem zapaljivosti ugljikovodika čime se zahtjevi za sigurnošću konstrukcije povećavaju.

Sve ugljikovodične radne tvari su visokozapaljive, ali nisu toksične. To im daje klasifikaciju A3 prema HRN EN 378. Uređaji trebaju biti izvedeni prema normi koja navodi detaljne zahtjeve za sigurnu uporabu zapaljivih radnih tvari u komercijalne i industrijske svrhe, [1].

Tablica 2-1. Zapaljiva svojstva ugljikovodičnih radnih tvari, [1]

Radna tvar	Oznaka	Donja granica zapaljivosti (LFL)		Temperatura samozapaljenja (°C)
		Volumena (%)	Masena (kg/m <sup>3</sup> )	
Propan	R290	2,1	0,038	470
Izobutan	R600a	1,8	0,043	460
Propilen	R1270	2,5	0,043	455

Povijesno gledano, ugljikovodici (HC) su među prvim fluidima koji su korišteni kao radne tvari u sustavima hlađenja, ali zbog velike zapaljivosti njihovo se korištenje napustilo zbog povećanih mjera sigurnosti u korist inertnih (nezapaljivih) fluida kao što su klorofluorougljikovodici (CFC).

Propan (R290) i nekoliko drugih ugljikovodika su nedavno komercijalizirani te su se pokazali dobrim alternativnim radnim tvarima za upotrebu u hlađenju, dizalicama topline i klimatizacijskim jedinicama. U usporedbi sa CFC, HCFC i HFC, HC radne tvari pružaju općenito: visoku učinkovitost, smanjenje punjenja sustava, i niže temperature na kraju kompresije što ih čini odličnim za primjenu u dizalicama topline. Zatim pružaju dobru kompatibilnost s mineralnim uljima (sintetična nisu potrebna) i kompatibilnost s materijalima: metali i elastomeri, koji se tradicionalno koriste u opremi za hlađenje. Jedini faktor koji igra ulogu protiv korištenja HC radnih tvari u opremi za hlađenje i klimatizaciju je sigurnosna zabrinutost zbog korištenja relativno velike količine zapaljive radne tvari.

## 2.2. Termodinamička svojstva

Ovdje ćemo usporediti nekoliko HFC radnih tvari sa prirodnim radnim tvarima (HC) kako bi se uočila razlika u termodinamičkim svojstvima.

U tablici 2.2. dane su radne tvari koje se koriste u rashladnim uređajima manjeg kapaciteta. Radna tvar (R12) koja se u prošlosti koristila danas se zamjenjuje sa radnim tvarima R134a i ugljikovodikom R600a.

Tablica 2-2. Svojstva ugljikovodika u odnosu na halokarbonate (freone). Svojstva su dana za standardni rashladni proces (temperatura kondenzacije +30°C, temperatura pothlađenja +25°C i temperatura isparavanja -15°C), [2]

Svojstvo	<i>R134a</i>	<i>R12</i>	<i>R600a</i>	<i>R290</i>
ODP	0	1	0	0
GWP	1300	8100	20	3
Kritična temperatura, °C	101	111,97	134,7	96,7
Kritični tlak, bar	40,6	41,4	36,4	42,5
Temperatura isparavanja ( $p_{atm}$ ), °C	-26,1	-29,8	-11,6	-42,5
Gustoća kapljevine(pri 30°C), kg/m <sup>3</sup>	1187	1293	544,3	484,4
Gustoća pare, (pri -15°C), kg/m <sup>3</sup>	8,29	10,89	2,49	6,5
Toplina isparavanja (-15°C), kJ/kg	209,5	159,9	369,8	394,4
Volumetrički rashladni učinak, kJ/m <sup>3</sup>	1285,3	1327,5	688	1897,4

Zamjenske radne tvari za R12 (R134a, R600a i R290), imaju sve redom veće latentne topline isparavanja što znači da će pri istim uvjetima rada i za isti kapacitet sustava imati manju protočnu masu radne tvari. Manja protočna masa radne tvari te manja gustoća parne i kapljevite faze znače manje dimenzije parnog i kapljevinskog voda, [2]

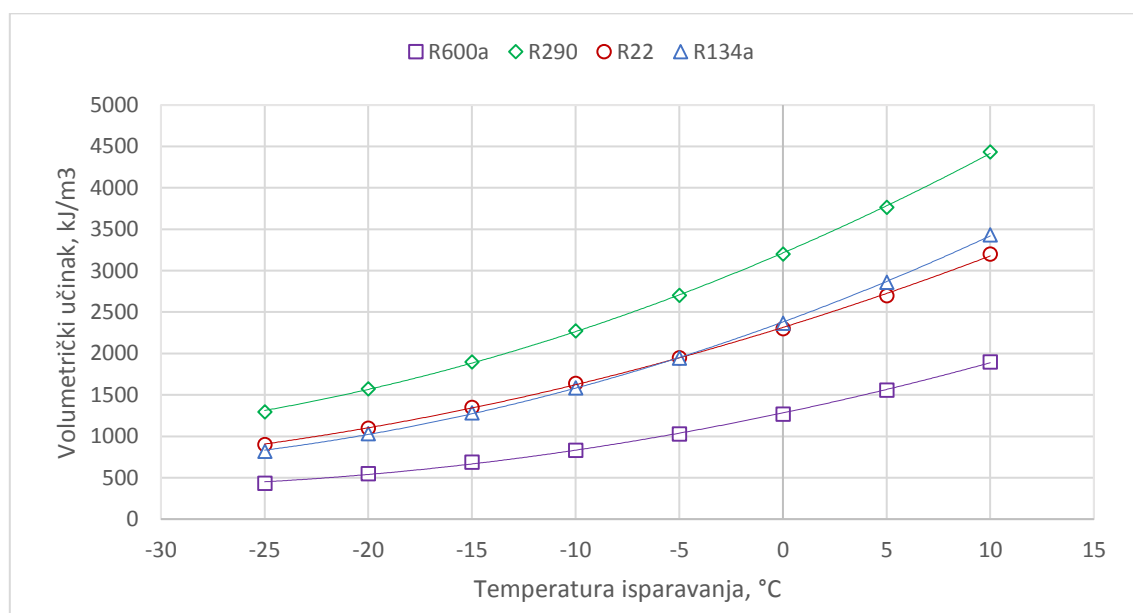
Umnožak gustoće radne tvari na usisu u kompresor ( $\rho_1$ ) i specifičnog rashladnog učinka ( $q_0$ ) naziva se volumetrički učinak radne tvari ( $q_{0v}$ ) i predstavlja iznimno važnu karakteristiku svake radne tvari:

$$q_{0v} = \rho_1 q_0 = \rho_1 (h_1 - h_4), \text{ kJ/m}^3$$

Vrijednost rashladnog učinka izravno utječe na kapacitet sustava.

U tablici 2.2. se može vidjeti da radna tvar R600a ima najmanju gustoću parovite faze i bez obzira što joj je latentna toplota isparavanja više od 50% veća od topline isparavanja radne tvari R12, volumetrički učinak R600a radne tvari je gotovo duplo manji od volumetričkog učinka radne tvari R12, što znači da će za isti kapacitet sustava imati najveći radni volumen cilindra kompresora (gotovo dva puta veći od radnog volumena cilindra kompresora za radnu tvar R12), [2]. Odnosno, veća gustoća doprinosi većem volumetričkom rashladnom učinku ili viši radni tlak (veća gustoća radne tvari na usisu u kompresor) radne tvari pridonosi manjim dimenzijama kompresora.

Za niže temperature isparavanja (time pada i gustoća), volumetrički rashladni učinak se smanjuje (manja gustoća na usisu u kompresor i manji specifični rashladni učinak). Pri nižim temperaturama isparavanja za isti rashladni učinak volumen cilindra kompresora mora biti veći, [2].



Slika 2-1. Volumetrički rashladni učinak radnih tvari kao funkcija temperature isparavanja, [3]

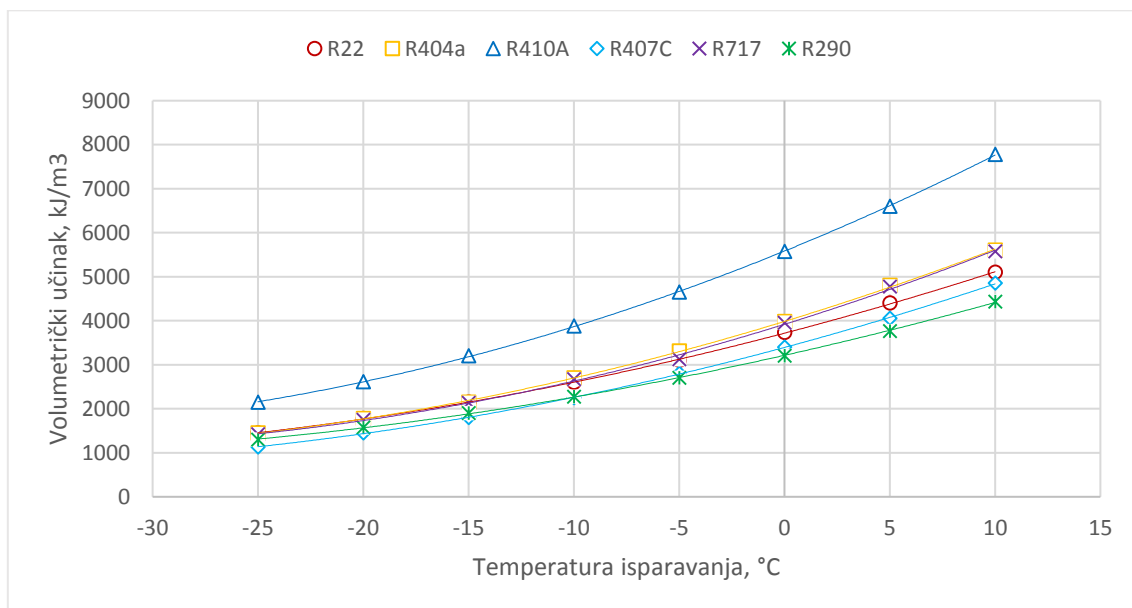
U tablici 2.3. možemo vidjeti kakav je volumetrički učinak propana naspram ostalih HFC radnih tvari koje možemo naći u većini primjena u industriji i komercijalnoj primjeni danas.

U tablici 2.3. i na slici 2-2. možemo vidjeti da radna tvar R717 (amonijak) ima najveću toplinu isparavanja i samim time i najmanje dimenzije cjevovoda. Zbog izrazito male gustoće radne tvari R717 na usisu u kompresor, volumetrički rashladni učinak je gotovo jednak učinku radnih tvari R22 i R404a. Radna tvar R410A ima najveći volumetrički rashladni učinak što je čini vodećom radnom tvari koja se primjenjuje u split rashladnim uređajima. Zbog većih pripadnih tlakova zasićenja ove radne tvari u odnosu na ostale, gustoća na usisu u kompresor je velika čime se povećava volumetrički rashladni učinak i smanjuje dimenzija kompresora

Tablica 2-3. Svojstva radnih tvari koje se koriste u srednjim i većim rashladnim uređajima, [2]

Svojstvo	R22	R404 A	R410 A	R407 C	R717 (HC)	R290 (HC)
ODP	0,05	0	0	0	0	0
GWP	1500	3260	1725	1526	0	3
Kritična temperatura, °C	96,2	72,14	70,17	86,05	135,25	96,7
Kritični tlak, bar	49,9	37,4	47,7	46,3	113,3	42,5
Temperatura isparavanja ( $p_{atm}$ ), °C	-40,8	-46,6	-51,6	-43,8	-33,33	-42,5
Gustoća kapljevine (pri 30°C), kg/m <sup>3</sup>	1171	1021	1035	1116	595,2	484,4
Gustoća pare (pri -15°C), kg/m <sup>3</sup>	12,9	18,57	18,43	11,48	1,97	6,5
Toplina isparavanja (-15°C), kJ/kg	216,5	177,7	237,6	221,9	1312,8	394,4
Volumetrički rashladni učinak, kJ/m <sup>3</sup>	2179	2251	3244	1889	2214	1897

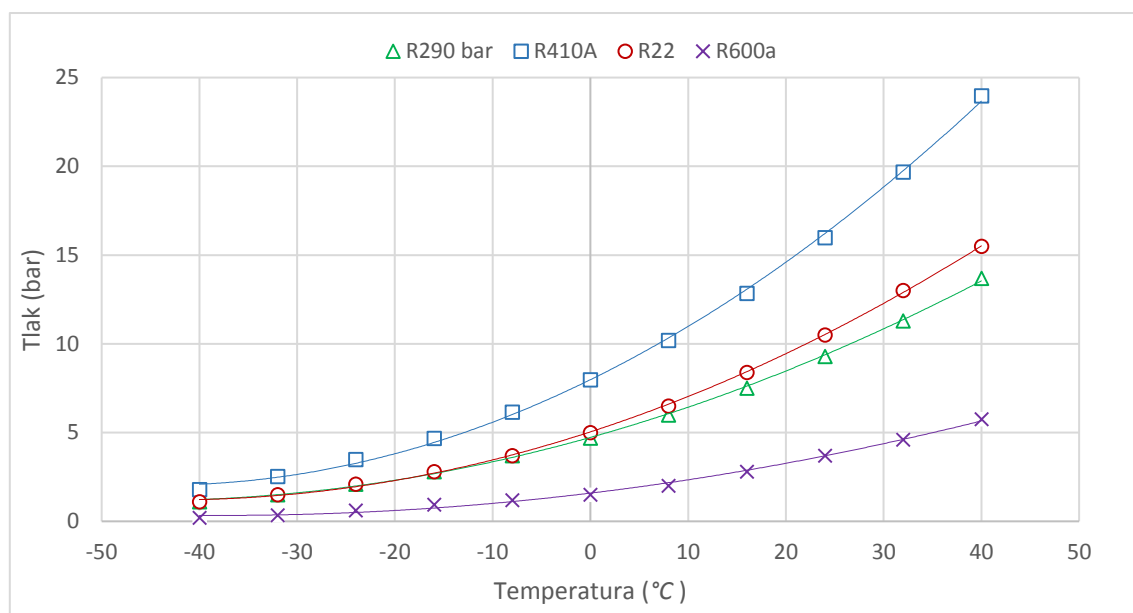
Na količinu radne tvari koja se puni u sustav najveći utjecaj ima gustoća kapljevite radne tvari. U tablici 2.3. se može vidjeti da je gustoća kapljevite amonijake približno dva puta manja od ostalih radnih tvari (halokarbonata) što za isti volumen znači dvostruko manje punjenje.



Slika 2-2. Volumetrički rashladni učinak ugljikovodika (R290 i R717) i ostalih HFC radnih tvari kao funkcija temperature isparavanja, [3]

Slika 2-3. prikazuje tlak zasićenja – temperaturne krivulje za promatrane ugljikovodike i R22 te R410A radnu tvar. Ako promotrimo sliku ispod možemo vidjeti da su propan (R290) i radna tvar R22 vrlo slični pri niskim tlakovima te se pri višim lagano počinju razlikovati odnosno odmicati. Radi toga će propan zahtijevati manje radne tlakove od radne tvari R22 za iste temperature. Veći radni tlakovi vode do većih mehaničkih zahtjeva i većih propuštanja, [3].

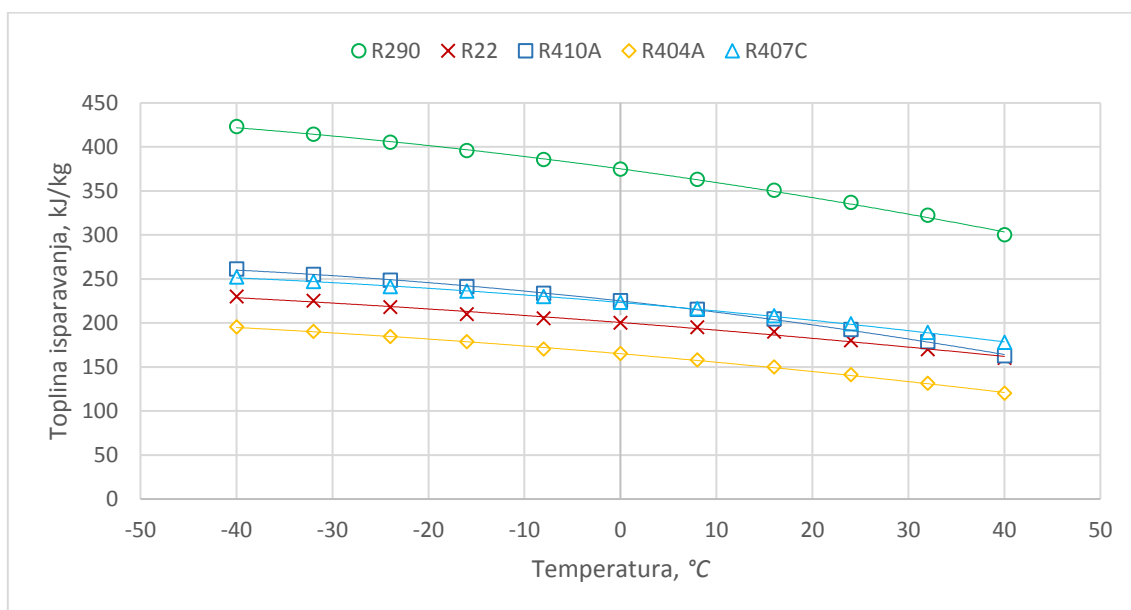
Iz slike 2-3. se može vidjeti da radna tvar R410A ima puno veće tlakove zasićenja od ostalih radnih tvari, rezultat toga je veća gustoća radne tvari na usisu i manje dimenzije kompresora kao što je napomenuto ranije.



Slika 2-3. Tlakovi zasićenja za pojedine radne tvari, [3]

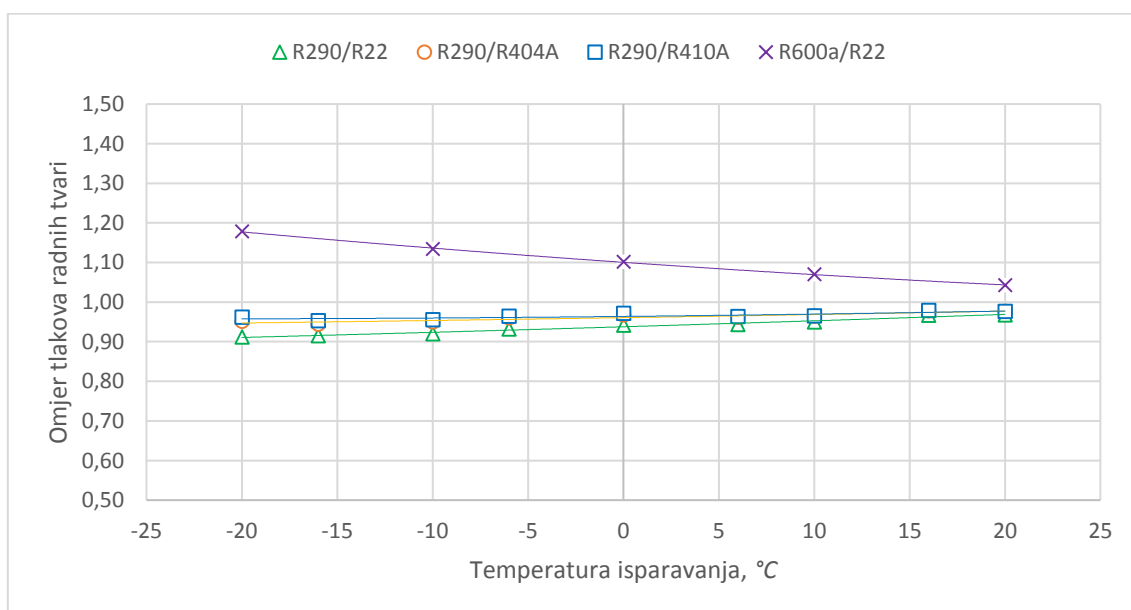
Na slici 2-4. se može vidjeti latentna toplina isparavanja pojedinih radnih tvari i vrijednost iste određuje raspoloživu toplinu kondenzacije ili isparavanja po kilogramu radne tvari. Preko nj se određuje protočna masa radne tvari koja je potrebna da se postigne određeni kapacitet hlađenja ili grijanja. Iz slike je vidljivo da najveću toplinu isparavanja ima ugljikovodik (R290), odnosno gotovo dva puta veću od radne tvari R22 koja je pogodna i koju se može naći u širokom rasponu primjena u hlađenju i klimatizaciji i u širokom rasponu temperatura.





Slika 2-4. Toplina isparavanja propana (R290) i ostalih radnih tvari, [3]

Veća latentna toplina isparavanja ugljikovodika (R290) povlači za sobom manju protočnu masu radne tvari potrebnu za odgovarajući kapacitet hlađenja (grijanja). Između radnih tvari R22 i R290 imamo situaciju da je latentna toplina isparavanja ugljikovodika približno dvostruko veća od latentne topline isparavanja radne tvari R22.

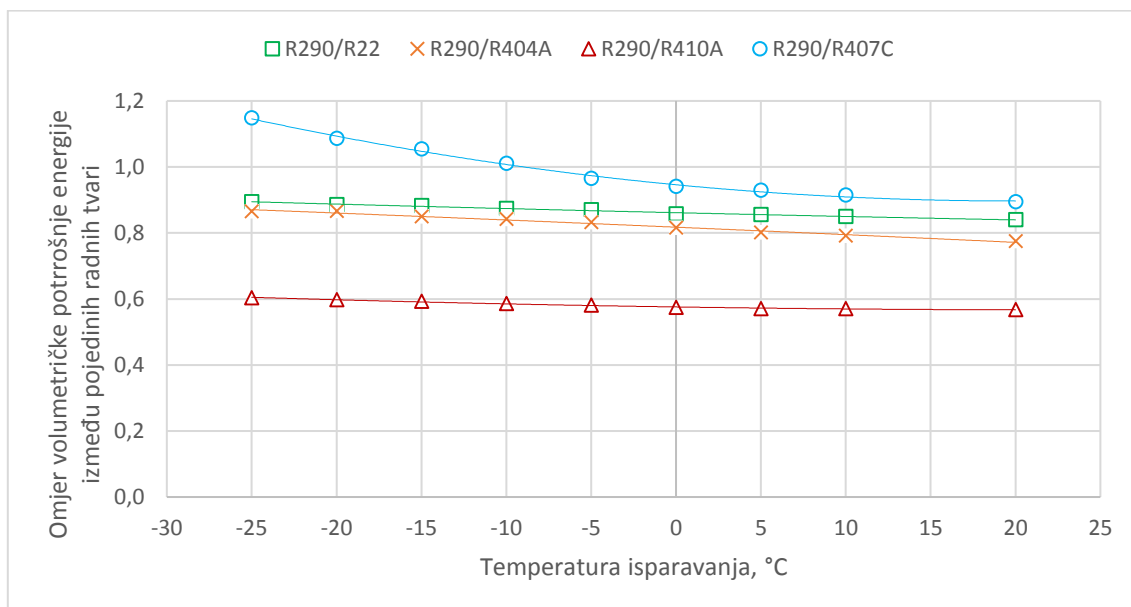


Slika 2-5. Omjeri tlakova kondenzacije i isparavanja između pojedinih radnih tvari, [3]

Također, još jedno važno svojstvo je omjer tlakova između kondenzacije i isparavanja. Omjer tlakova ima veliki utjecaj na efikasnost kompresora te na njegovu volumetričku efikasnost.

Što su niži omjeri tlakova to su efikasnosti više. Na slici 2-5. može se vidjeti omjer tlakova pojedinih radnih tvari u odnosu na druge. Pošto se u ovom poglavlju govori o propanu kao radnoj tvari, kao takva se i uspoređivala sa ostalim radnim tvarima i na slici se može vidjeti da su joj omjeri tlakova kondenzacije i isparavanja niže od ostalih radnih tvari. To znači da propan ima potencijal da zamijeni pojedine radne tvari u tehnici hlađenja, malim klimatizacijskim uređajima i dizalicama topline zbog toga što će propan raditi na nižim tlakovima kondenzacije i na nižim omjerima tlakova.

Dodatno, korištenjem propana troši se znatno manje energije po jedinici usisnog volumena radne tvari u kompresor. U svim slučajevima u kojima se propan uspoređivao sa HFC radnim tvarima (R22 – HCFC), propan zahtijeva manje kompresorskog rada po jedinici protoka od ostalih radnih tvari koje se često mogu naći danas u primjeni. Propan troši 10–20% manje energije po jedinici protoka radne tvari nego sustav s R22. Korištenjem R410A radne tvari troši se preko 40% više energije.



Slika 2-6. Volumetrička energetska potrošnja propana (R290) u odnosu na druge radne tvari, [3]

Naravno postoji još elemenata na koje se mora voditi računa (sigurnost, kompatibilnost s materijalima, uljima, itd). Postoji dosta radova na tu temu tako da su u ovom radu opisana samo glavna odnosno neka termodinamička svojstva radne tvari R290 da se pokaže konkurentnost i potencijal za širokim prihvaćanjem te radne tvari u sustavima hlađenja i klimatizacije. Propan se koristi u industrijskom hlađenju već 10 godina, naročito u velikim hladnjacima. Kompatibilan je s postojećim materijalima i pokazuje dobra svojstva prilikom miješanja s mineralnim uljima tako da nema potrebe mijenjati ulje ukoliko se odluči koristiti ovu radnu tvar. Radi velike zapaljivosti moraju se zadovoljiti određeni sigurnosni uvjeti te ako jesu upotreba ove radne tvari je sigurna kao i korištenje ostalih radnih tvari. U svim područjima hlađenja i klimatizacije propan kao radna tvar je već zastupljena te zbog malog utjecaja na okoliš ( $GWP=4$ , 1 kg R290 ima utjecaj kao 3 kg  $CO_2$ , dok npr. 1 kg R410A ima jednaki utjecaj na globalno zatopljenje kao i 1720 kg  $CO_2$ ) i odličnih termodinamičkih svojstava, očekuje se rast tržišnog udjela te radne tvari u svijetu.

### **3. REZULTATI MJERENJA GEOTERMALNIH DIZALICA TOPLINE U SVIJETU**

U ovom poglavlju će se prikazati i opisati rezultati mjerenja geotermalnih dizalica topline koje su instalirane u Europi i Kini. Svi projekti s dizalicama topline su pokrenuti u svrhu praćenja ponašanja parametara rada u dužem vremenskom periodu kako bi se dokazala izvedivost sustava u različitim klimatskim regijama. Glavni ciljevi instaliranih geotermalnih dizalica topline u Europi su bili da se razvije nova generacija sustava geotermalne dizalice topline s maksimalnim mogućim vrijednostima godišnjeg toplinskog množitelja (SPF) i demonstrirati ih tijekom grijanja i hlađenja u 8 objekata južne Europe. Rezultati studije nalaze se ispod.

Također, u Kini su uzete uobičajene uredske zgrade iz pet gradova smještenih u pet različitih klimatskih regija. Alat za simulacije "The Quick Energy Simulation Tool" (e-QUEST) je korišten za simulacije opterećenja hlađenja i grijanja. Na sličan način, "The Transient System Simulation Program (TRNSYS) je upotrijebljen za simulaciju ponašanja prosječne temperature tla i toplinskog množitelja (COP) geotermalnih dizalica topline u vremenskom periodu od 20 godina.

### 3.1. Rezultati mjerenja "Ground Med" EU projekta

Ground Med projekt "Napredni sustavi geotermalnih dizalica topline za grijanje i hlađenje u mediteranskim klimama" je projekt vezan za razvoj, demonstraciju i nadgledanje prototipa sustava geotermalne dizalice topline u 8 objekata južne Europe. Glavni ciljevi su bili da se razvije nova generacija sustava geotermalne dizalice topline s maksimalnim mogućim vrijednostima godišnjeg toplinskog množitelja (SPF) i demonstrirati ih tijekom grijanja i hlađenja u 8 objekata južne Europe.

Projekt je izveden pomoću konzorcija od 24 Europske organizacije, uključujući Europske proizvođače dizalica topline (CIAT, HIREF i OCHSNER WP, i koordiniran od strane "Centra za Obnovljive Izvore Energije i Ušteda". Projekt je krenuo 1.siječnja.2009 i završio 31.12.2014. Novac koji je imao na raspolaganju iznosio je oko 7,25 milijuna eura, 4,4 milijuna je osigurano od EU, preko FP7 programa.

Projekt je razvio 8 novih prototipa dizalica topline, te je sjedinio napredna rješenja za izvrsnu energetska učinkovitost, napredni prototip nisko temperaturnog izmjenjivača topline (ventilokonvektor) s izrazito niskom potrošnjom energije, prototip zračne jedinice koja iskorištava toplinu kondenzacije, toplinske spremnike, napredne algoritme kontrole, kao i lokalne sustave za pohranu podataka i centralizirani sustav upravljanja za učinkovito praćenje.

Rezultati mjerenja su pokazali da je vrijednost godišnjeg toplinskog množitelja (SPF) u slučaju grijanja i hlađenja iznad 5, odnosno vrijednost koja je daleko iznad vrijednosti Europskog prosjeka od 3,5 za geotermalne dizalice topline, [4].

### 3.1.1. Tehnologija

Ground-Med projekt je rezultirao i pomogao u razvoju novih proizvoda koji jesu ili će uskoro biti predstavljeni tržištu. Oni su:

- | Tri visokorazvijene prototipne dizalice topline (CIAT) s izvanrednom energetsom učinkovitošću (Eurovent razred A). Njihove glavne značajke su dva spojena kompresora (tandem kompresori), 4 automatska troputna miješajuća ventila. Također tu je još i hidraulička oprema koja omogućava slobodno hlađenje.
- | Dva napredna prototipa dizalice topline (HIREF): jedan sa tandem kompresorima, a drugi sa inverter kompresorom, te 2 automatska 4-putna ventila smještena unutar kućišta dizalice topline.
- | Tri prototipa dizalice topline (OCHSNER WP) poboljšane energetske učinkovitosti..
- | Novi napredni prototipni ventilokonvektor (CIAT). Karakteristični su po niskom temperaturnom režimu iskorištavajući "Coanda efekt" i po izrazito niskoj potrošnji energije (energetske uštede do 80%).
- | Nove zračne prototipne jedinice (CIAT). Iskorištavaju toplinu kondenzatora dizalice topline

Dodatno, poboljšana konstrukcija i izvršena mjerenja razvijena su za primjenu na projektnim lokacijama, koja su rezultirala puno boljim ukupnim energetske učinkovitostima. Ona uključuju veće dubine bušotinskih izmjenjivača topline od standardnih izvedbi, vodu kao medij prijenosa topline unutar izmjenjivača u tlu, ispunjavanje bušotinskog izmjenjivača topline sa grubim pijeskom ili sitnim šljunkom i bentonitom na vrhu do same površine, kao i projektnim temperaturama koje se malo razlikuju od standardne inženjerske prakse, u smislu prihvaćanja nižih vršnih vrijednosti u režimu grijanja i viših u režimu hlađenja, kao i varijabilnom temperaturnom režimu rada ovisno o toplinskom opterećenju (temperaturna kompenzacija), dodatno poboljšavajući energetske učinkovitost, [4].

Nadalje, razvijeni su novi algoritmi kontrole, koji integriraju kompenzaciju temperature, regulaciju promjenjive brzine cirkulirajućih vodenih pumpi, kao i podudaranje rada pumpe s kompresorima dizalica topline i/ili toplinskog opterećenja. Ovi su algoritmi integrirani unutar softvera za kontrolu dizalica topline, [4]

### 3.1.2. Lokacije

Navedene tehnologije su demonstrirane u integriranim sustavima grijanja i hlađenja geotermalnih dizalica topline u 8 objekata u južnim zemljama Europe. Njihove su lokacije prikazane na slici 3-1. dok njihove glavne značajke u tablici 3-1.



Slika 3-1. Lokacije objekata odabranih u projektu (Ground-Med), [4]

Svaki je ispitni sustav praćen metodom uzorkovanja svakih 15 sekundi u svrhu prikupljanja podataka, a svake su se minute tražile srednje vrijednosti podataka koje su se potom slale na glavni projektni server u Coimbra-i, gdje su se i pohranile. Praćeni parametri uključuju temperature, tlakove, protoke, snagu grijanja ili hlađenja i energiju predanu bušotinskim izmjenjivačima topline, potrošnja energije (snaga i energija) kompresora, pumpa i ventilatora, kao i unutarnje i vanjske temperature, [4].

Tablica 3-1. Ispitna mjesta "Ground-Med" projekta, [4]

<i>Lokacija</i>	<i>Opis</i>	<i>Vršno opterećenje (kW)</i>	<i>Tip dizalice topline</i>	<i>Unutarnji sustav grijanja-hlađenja</i>	<i>Površina bušotinskog izmjenjivača topline</i>
<i>Barcelona (Spain)</i>	Zgrada za demonstraciju OIE	70	Tandem kompresori	Jedinica za pripremu zraka	7x110m dubine, jednostruka U cijev
<i>Oradea Campus (Romania)</i>	Općinska zgrada kulture	37	On-Off kompresor	Zidne PE cijevi	10x130m dubine, jednostruka U cijev
<i>Benedikt (Slovenia)</i>	Fakultet vizualnih umjetnosti	24	On-Off kompresor	Radijatori	3 (98m, 126m, 166m dubina), dvostruka U cijev
<i>Septemes les Vallons (France)</i>	Uredska zgrada	26	Tandem kompresori	Ventilokonvektori; jedinice za pripremu zraka; hladnjače	6x100m dubine, dvostruka U cijev
<i>Tribano, Padova (Italy)</i>	Tvornica	14	Inverter kompresor	Podni ventilokonvektori; PTV	4x80m dubine, 2-jednostruke i 2-dvostruke U cijevi
<i>Coimbra (Portugal)</i>	Zgrada regionalne uprave, uredi na vrhu	68	Tandem kompresori	Stropni ventilokonvektori	7x125m dubine, jednostruka U cijev
<i>Valencia Poly Campus (Spain)</i>	Uredska zgrada, računalna soba	18	Tandem kompresori	Ventilokonvektori	6x50m dubine, jednostruka U cijev
<i>Near Athens airport (Greece)</i>	Poslovni uredi	65	On-Off kompresor	Podni ventilokonvektori	12x107m dubine, dvostruka U cijev



### **3.1.3. Učinak bušotinskih izmjenjivača topline**

Na svim su se ispitnim lokacijama bušotinskih izmjenjivača topline uspjele osigurati temperature medija potrebne da se osigura efikasan rad dizalice topline, u rasponu od 7-15 °C pod uvjetima vršnog opterećenja grijanja zimi, i u rasponu od 17-37 °C tijekom vršnog opterećenja hlađenja ljeti, [4].

### **3.1.4. Energetska učinkovitost sustava**

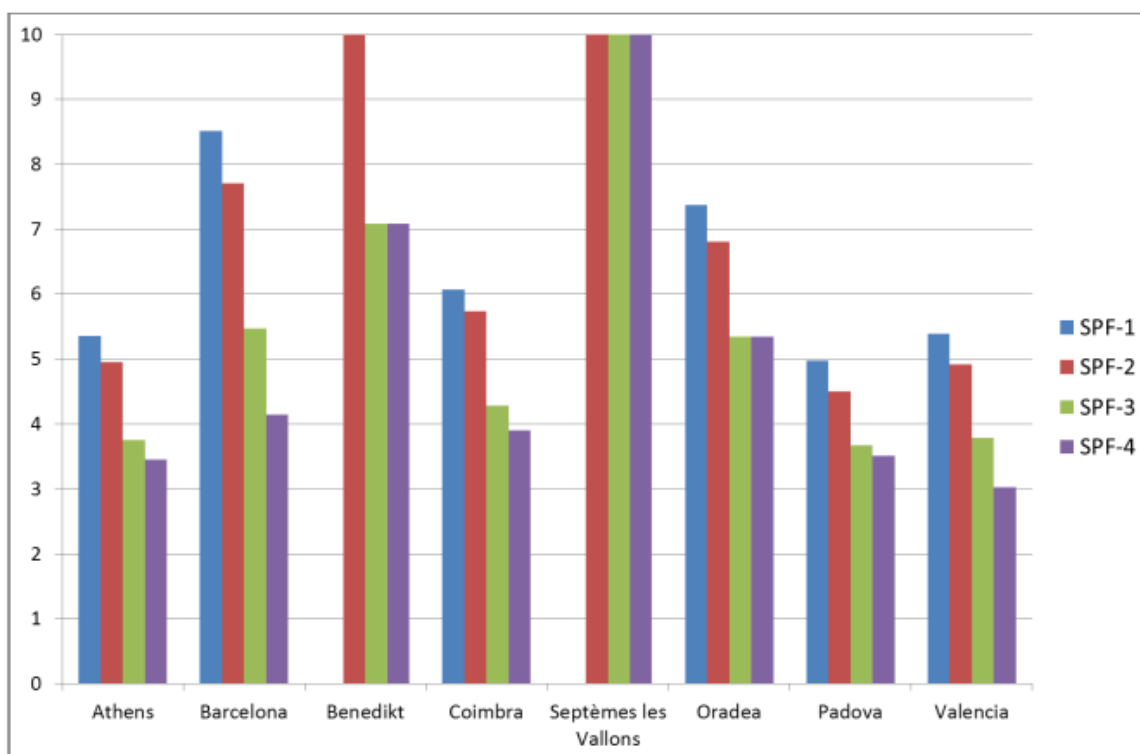
Trenutna učinkovitost dizalice topline je definirana faktorom grijanja (COP), koja je jednaka omjeru korisnog predanog toplinskog toka (grijanje ili hlađenje) i električne snage u tom trenutku. Prosječni faktor grijanja tijekom sezone grijanja/hlađenja zovemo godišnjim toplinskim množiteljem sustava (SPF). SPF je jednak korisnoj predanoj energiji od strane dizalice topline tijekom nekog vremenskog perioda (sezona grijanja ili hlađenja, cijele godine, itd.) podijeljeno s električnom potrošnjom tijekom istog vremenskog perioda. Ovisi koje su komponente uzete u obzir prilikom računanja potrošnje električne energije, te su za ciljeve Ground Med projekta, četiri razine COP-a i SPF-a definirane:

- | COP1, SPF1: samo je uzeta u obzir potrošnja električne energije kompresora dizalice topline,
- | COP2, SPF2: uzeta je u obzir potrošnja električne energije na kompresoru/ima, i na pumpi bušotinskog izmjenjivača topline
- | COP3, SPF3: uzeta je u obzir potrošnja električne energije na kompresoru/ima, na pumpi bušotinskog izmjenjivača topline i na svim unutarnjim pumpama
- | COP4, SPF4: uzeta je u obzir potrošnja električne energije na kompresoru/ima, i na svim pumpama i ventilatorima

Godišnji toplinski množitelji su prikazani na slici 3-2. (hlađenje) i slici 3-3. (grijanje). SPF1 je mjera energetske učinkovitosti dizalice topline i ovisi o svojim komponentama i unutarnjim dizajnom. Općenito, vrijednosti SPF1 su više ili manje optimizirane, nisko temperaturno grijanje, hlađenje na višim temperaturama i temperaturna kompenzacija već su uvedene na svim ispitnim lokacijama, [4].

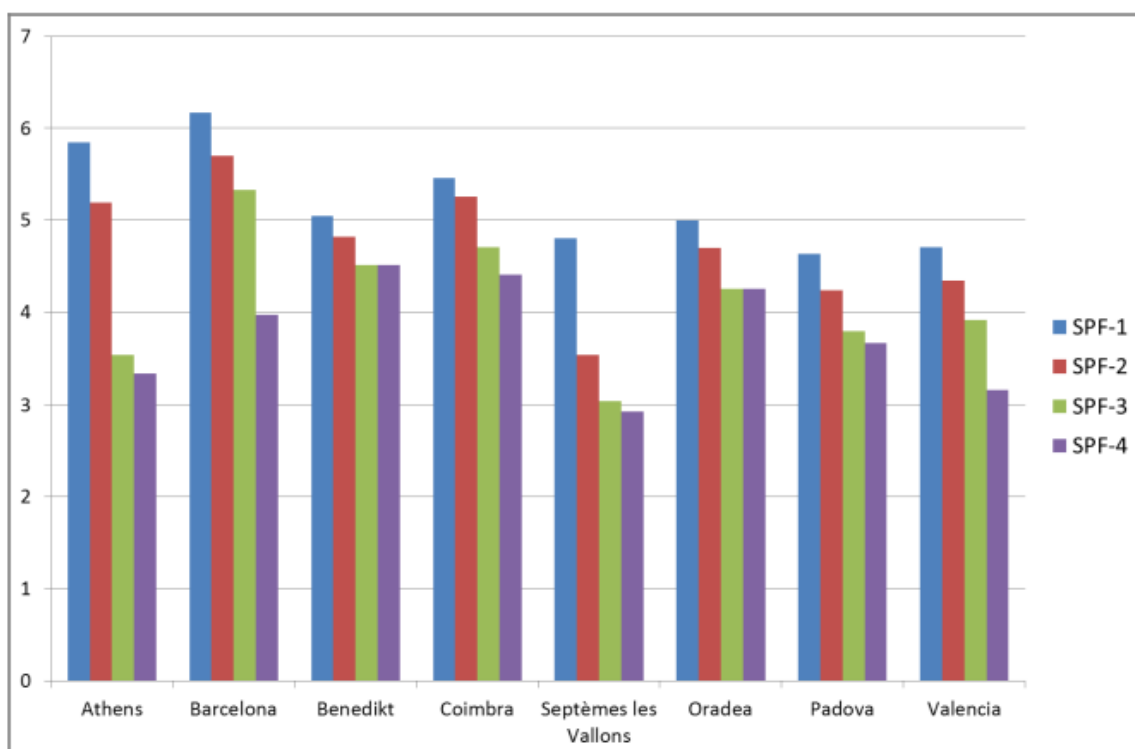
Europska komisija smatra da tipična vrijednost godišnjeg toplinskog množitelja dizalice topline u EU u režimu grijanja iznosi  $SPF=3,5$ . SPF2 je znatno poboljšao optimizacijom rada pumpe bušotinskog izmjenjivača topline u pogledu rada pumpe samo kada je kompresor u pogonu. Optimizirajući karakteristiku pumpe bušotinskog izmjenjivača topline, također rezultira značajnim poboljšanjima SPF3 i SPF4, zbog velikog smanjenja potrošnje električne energije pumpe, što je provedeno na svim lokacijama.

SPF3 uzima u obzir sve unutarnje pumpe. Unutarnje se pumpe također koriste u sustavima na dizel, plin i biomasu, solarnim i drugim sustavima. Uključene su unutarnje pumpe, zbog toga što se značajni dio energije troši upravo na njima, jer često znaju raditi bez prestanka 24 sata dnevno. Kako bi se poboljšao SPF3, instalirane su varijabilne unutarnje pumpe energetskog razreda A, s iznimkom na ispitnom mjestu u Ateni. Sinkronizacijom rada unutarnjih pumpi s radom kompresora značajno se poboljšava SPF3, kako je provedeno na ispitnim mjestima u Barceloni i Oradea-i u režimu grijanja. Također, isključivanjem unutarnjih pumpi preko noći i vikendima kada nema potrebe ni za hlađenjem i grijanjem značajno se poboljšava SPF3, kao što se vidi na ispitnim mjestima u Valenciji, Barceloni i Ateni. Dodatno, posebni algoritmi kontrole su razvijeni tijekom projekta, tako maksimizirajući SPF3, prema mjerenjima provedenim na ispitnim mjestima u Valenciji i Combra-i, [4].



Slika 3-2. Godišnji toplinski množitelji (SPF) izračunati iz podataka dobivenih pomoću sustava za praćenje podataka za sezonu hlađenja 2013 (srpanj-rujan), [4]

SPF4 uključuje sve komponente sustava grijanja i hlađenja koji troše energiju, uključujući ventilokonvektore i jedinice za pripremu zraka. COP4 i SPF4 mjere ukupnu energetska učinkovitost sustava grijanja/hlađenja. Uključeni su u proračun svi ventilatori unutar sustava grijanja i hlađenja. Tijekom projekta, razvijen je novi tip ventilokonvektora koji troši svega 20% energije ventilokonventora koji se mogu naći na tržištu. Ovi su ventilokonvektori instalirani u Coimbra-i i djelomično u Valenciji, rezultirajući vrijednostima SPF4 vrlo sličnima vrijednostima SPF3 na istim lokacijama. Ugradnjom tih ventilokonvektora na ostalim lokacijama poboljšat će se vrijednosti SPF4. U Barceloni, SPF4 je maksimiziran sinkronizacijom jedinice za pripremu zraka s kompresorom dizalice topline, dok se u Septemes-les-Valloons i Coimbra-i ugradnjom algoritma dodatno povećao SPF4. U Padovi, drugačiji algoritam je korišten u svrhu kontrole frekvencije kompresora, pumpa i ventilatora, koji su svi odreda "inverter" pogonjeni, s ciljem maksimiziranja SPF4, [4].



Slika 3-3. Godišnji toplinski množitelji (SPF) izračunati iz podataka dobivenih pomoću sustava za praćenje podataka za sezonu grijanja tijekom prosinca 2013, [4]

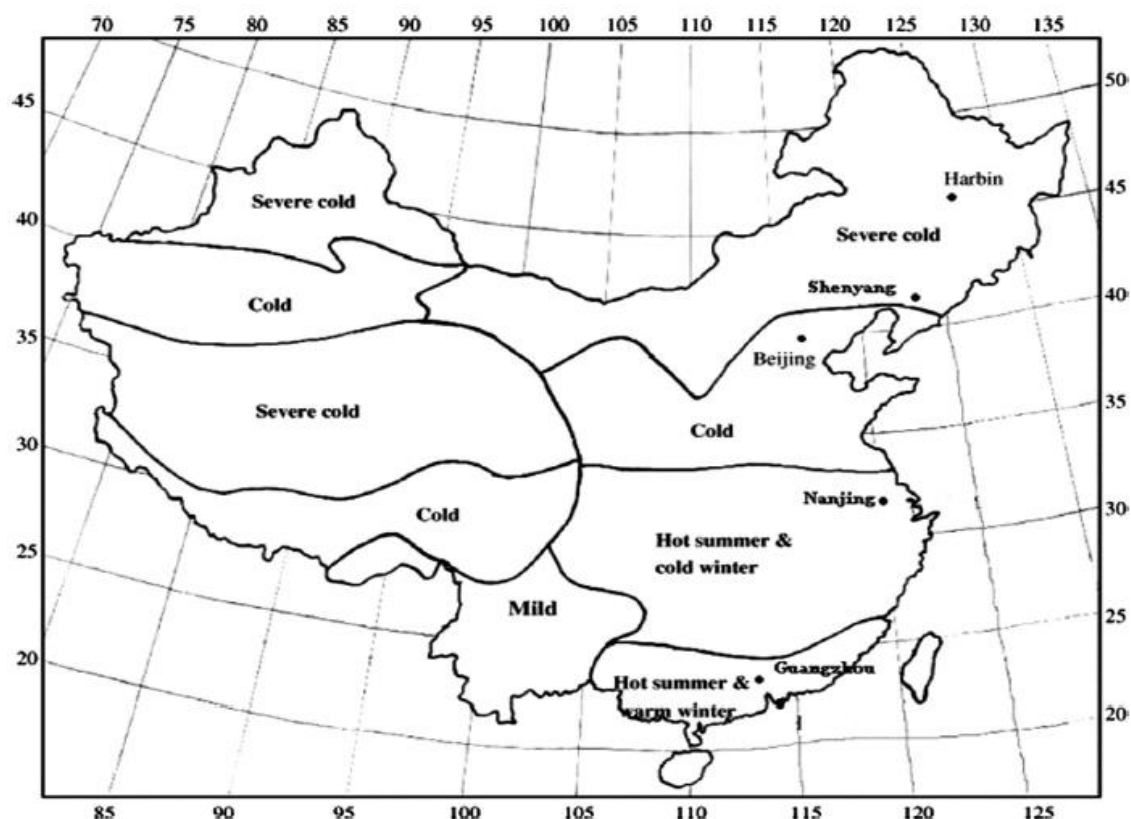
Ground-Med projekt je razvio 8 novih prototipa dizalica topline sjedinjujući napredna rješenja za izvrsnu energetska učinkovitost, napredne nisko temperaturne prototipe ventilokonventora s izrazito niskom potrošnjom energije, prototipne jedinice pripreme zraka koje iskorištavaju toplinu kondenzacije, toplinske spremnike, napredne algoritme upravljanja, kao i lokalne sustave za prikupljanje podataka i centralni sustav upravljanja za učinkovito praćenje.

Zamišljen i konstruiran bušotinski izmjenjivač topline pruža dobre temperature medija u dizalici topline, omogućavajući bolju energetska učinkovitost. Praćenjem 8 ispitnih lokacija tijekom jedne sezone hlađenja i grijanja došlo se do vrijednosti SPF-a koje su daleko iznad vrijednosti SPF-a uobičajenih geotermalnih dizalica topline danas, [4].

### **3.2. Izvedivost geotermalnih dizalica topline u uredskim zgradama: Kineska studija**

Geotermalne dizalice topline se široko primjenjuju u Kini zbog svoje ekološke prirode i energetske učinkovitosti. Međutim, možda neće biti prikladna u svim geografskim područjima zbog niza faktora (npr. temperatura tla, vršno opterećenje za hlađenje i grijanje, i vrijeme rada). Uzete su uobičajene uredske zgrade iz pet gradova smještenih u pet različitih klimatskih regija. Alat za simulacije "The Quick Energy Simulation Tool" (e-QUEST) je korišten za simulacije opterećenja hlađenja i grijanja. Na sličan način, "The Transient System Simulation Program (TRNSYS) je upotrijebljen za simulaciju ponašanja prosječne temperature tla i toplinskog množitelja (COP) geotermalnih dizalica topline u vremenskom periodu od 20 godina.

Naposljetku, izvedivost geotermalnih dizalica topline u različitim klimatskim regijama je praćena i analizirana. Rezultati pokazuju da je sustav geotermalne dizalice topline izvediv u jako hladnoj B regiji kao što je Shenyang i hladnoj regiji kao što je Beijing bilo da se radi o izvorima za hlađenje i grijanje zbog svoje energetske učinkovitosti. S ekonomskog gledišta i gledišta karakteristika rada, sustav geotermalne dizalice topline nije izvediv u jako hladnoj A regiji kao što je Harbin; regiji sa vrućim ljetima i hladnim zimama kao što je Nanjing; i regiji s vrućim ljetima i toplim zimama kao što je Guangzhou. (vidi sliku 3-4.), [5].



Slika 3-4. Lokacije 5 odabranih gradova, [5]

To je zbog loše energetske učinkovitosti sustava, uglavnom uzrokovan zbog velike razlike ukupne energetske potrošnje grijanja i hlađenja. Opsežna analiza rezultata provedenih mjerenja pokazuje da sustav geotermalne dizalice topline promatrane zgrade u hladnim regijama može raditi dugoročno stabilno s visokom učinkovitošću ako je omjer ukupne godišnje energetske potrošnje u režimu hlađenja i ukupne godišnje energetske potrošnje u režimu grijanja u rasponu od 0,2:1 do 5:1. U jako hladnoj B regiji, sustav geotermalne dizalice topline može raditi dugoročno stabilno s visokom učinkovitošću ako je omjer ukupne godišnje energetske potrošnje u režimu hlađenja i ukupne godišnje energetske potrošnje u režimu grijanja u rasponu od 1:1 do 7:1, [5].

### 3.2.1. Uvod

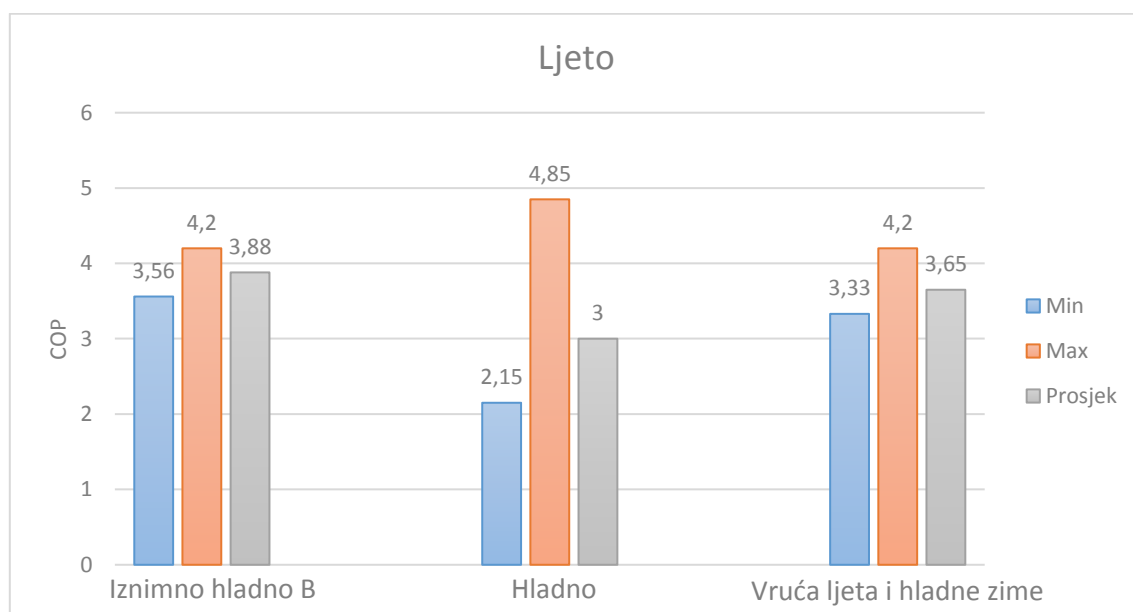
Dizalice topline s tlo kao izvorom topline je jedna od tehnologija obnovljivih izvora

Kao rezultat, posljednja desetljeća su dokaz naglog porasta globalne instalirane snage sustava geotermalnih dizalica topline s godišnjim rastom od 30%. Kina nije iznimka, imajući godišnji rast između 10-15%. Ukupna površina pod ovim sustavom iznosi 24,000,000 m<sup>2</sup> u 2011, oko 240 puta veća nego u 2000. Predviđa se da će ukupna površina koja će biti grijana ili hlađena od strane geotermalnih dizalica topline iznositi 35,000,000 m<sup>2</sup> u Kini do 2020. Geotermalne dizalice topline rade zadovoljavajuće s visokim efikasnostima. Međutim, treba naglasiti da neki sustavi geotermalnih dizalica topline trpe od problema kao što su padajuće efikasnosti sustava. Ove pojave ne rezultiraju samo gubicima za proizvođače već također izaziva neugodnosti i smetnje korisnicima.

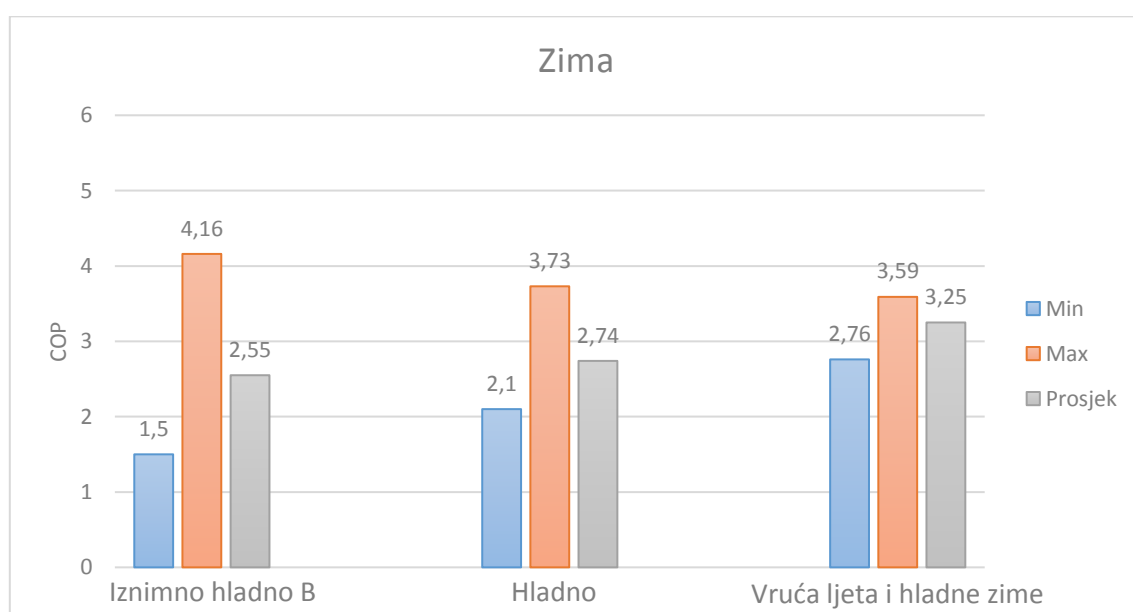
U 2011, 41-novoizgrađen projekat s geotermalnim dizalicama topline je pokrenut. U sklopu tih projekata testiralo se i pratilo COP vrijednosti tijekom prve godine rada (Slika 3-5 i 3-6.). Odabran je 41 projekt iz 3 od 5 Kineskih klimatskih regija. One su: 6 građevina u jako hladnoj B regiji (prosječna temperatura tijekom najhladnijeg mjeseca je manja ili jednaka -10°C), 31 građevina u hladnoj regiji (prosječne temperature tijekom najhladnijeg mjeseca iznose od 0°C do -10°C), i 4 građevine u regiji sa vrućim ljetima i hladnim zimama (prosječna temperatura tijekom najhladnijeg mjeseca iznosi 0-10°C ), [5].

Kao što je prikazano na slikama 3-5 i 3-6, tijekom ljetne sezone, prosječna vrijednost toplinskog množitelja (COP) odnosno SPF je najveća u iznimno hladnoj B regiji. Zimi, najveće prosječne COP (SPF) vrijednosti projekata s geotermalnim dizalicama topline su bile u regiji sa vrućim ljetima i hladnim zimama.

Uglavnom, tijekom prve godine rada, sustavi geotermalnih dizalica topline imaju najveću radnu učinkovitost u jako hladnoj B regiji tijekom ljetne sezone, i u regiji sa vrućim ljetima i hladnim zimama u zimskoj sezoni.



Slika 3-5. Vrijednosti COP-a geotermalnih dizalica topline za vrijeme ljeta, [5]



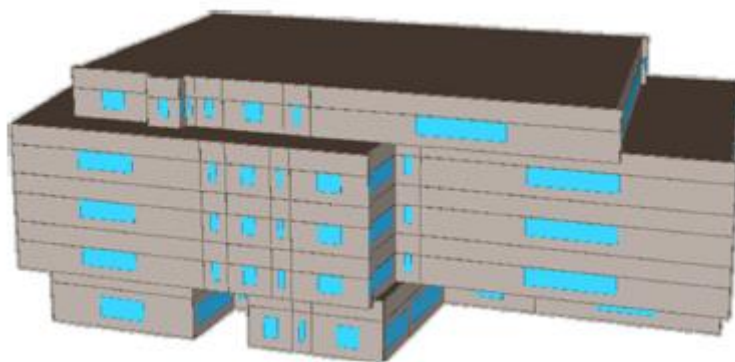
Slika 3-6. Vrijednosti COP-a geotermalnih dizalica topline za vrijeme zime, [5]



Vrijednost COP-a sustava geotermalnih dizalica topline je oscilirala tijekom rada. Teorijski gledano, temperatura tla je glavni faktor koji određuje karakteristike rada geotermalne dizalice topline. Povrh toga, varijacije temperature tla se uglavnom može pripisati prijenosu topline tla kao toplinskog izvora. Temperatura tla će konstantno rasti ili padati osim ako se višak topline grijanja ili hlađenja u tlu ne rješava učinkovito, što ima za posljedicu smanjenje učinkovitosti dizalice topline. Uglavnom se to dešava zbog toplinskog opterećenja građevine (hlađenje/grijanje) koje je povezano s klimatskim uvjetima, konstrukcijom građevine i obrascem ponašanja stanara. Ima dovoljno studija o geotermalnim dizalicama topline, ali većina se tih studija temelji na teorijskim aspektima i eksperimentima provedenima u laboratorijima. Manjak studija postoji u dugoročnom praćenju rada geotermalnih dizalica topline u različitim klimatskim regijama. Zbog toga se provodi ovaj projekt u Kini radi praćenja dugoročnog rada dizalica topline u uredskim zgradama jer većinu primjena te dizalice topline i imaju u Kini.

### 3.2.2. Metodologija

Izabrane su tipične uredske zgrade kao ispitne zgrade u ovoj studiji. Za simulaciju ponašanja zgrade u različitim klimatskim regijama koristio se softver (e-QUEST). Pomoću njega se došlo do podataka toplinskog opterećenja grijanja i hlađenja zgrade i energetske potrošnje. Gradovi koji su korišteni i koji su predstavljali referentne gradove u 5 klimatskih regija su: Harbin, Shenyang, Beijing, Nanjing i Guangzhou. Izuzetno hladna A, izuzetno hladna B, hladna, vruća ljeta i hladne zime i vruća ljeta i tople zime su regije u kojima su se nalazili pojedini gradovi (vidi sliku 3-7). Za simulaciju učinka rada, analize temperature tla i vrijednosti COP-a unutar 20 godina korišten je softver TRNSYS.



Slika 3-7. Fizički model uredske zgrade, [5]

### 3.2.2.1. TRNSYS simulacija

U ovoj je studiji provedena simulacija sustava geotermalne dizalice topline koristeći se TRNSYS softverom. Ulazne varijable za izvođenje simulacije su bili toplinsko opterećenje grijanja i hlađenja, tipovi izmjenjivača topline, oprema kao što su dizalice topline i vodene pumpe, termofizikalna svojstva tla i vrijeme rada. U Beijing-u, Nanjing-u i Guangzhou se voda koristila kao medij za prijenos topline. Temperatura tla je niža u Harbin-u i Shenyang-u s većom količinom topline koju se može iz nje izvući. Stoga, smjesa vode i glikola (25%) je korištena kao medij prijenosa topline u ta dva grada.

Granična postavljena temperatura medija u izmjenjivačima u tlu u Harbin-u i Shenyang-u iznosi  $-2^{\circ}\text{C}$  zimi i  $35^{\circ}\text{C}$  ljeti. U drugim gradovima, granična temperatura iznosi  $7^{\circ}\text{C}$  zimi i  $35^{\circ}\text{C}$  ljeti.

Zakopane su cijevi bile udaljene 5 metara jedna od druge. Vrijeme rada zimi i ljeti je prikazano u tablici 3-1.

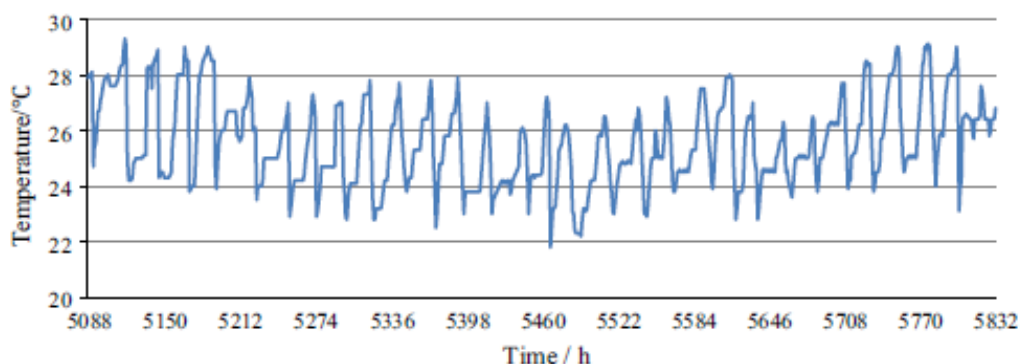
Tablica 3-1. Vrijeme rada za vrijeme ljeta i zime GDT u različitim gradovima, [5]

Grad	Zima		Ljeto	
	Vrijeme rada	Broj dana	Vrijeme rada	Broj dana
Harbin	20.1-20.4	182	15.6-31.8	77
Shenyang	1.11-31.3	150	1.6-1.9	92
Beijing	15.11-15.3	120	15.5-15.9	123
Nanjing	1.12-28.2	89	15.5-15.10	153
Guanagzhou	-	-	1.5-31.10	183

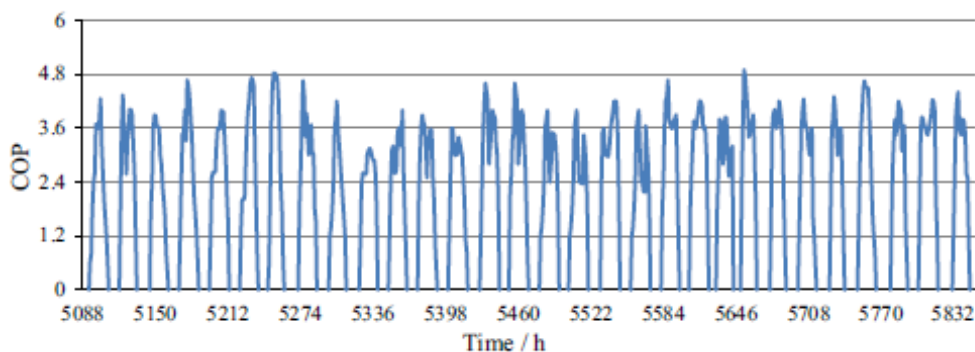
### 3.2.2.2. Provjera modela

Kako bi se provjerila točnost modela i graničnih uvjeta, testiranje se provodilo u periodu od mjesec dana za vrijeme ljeta. Fokus je bio stavljen na izlaznu temperaturu vode (voda+glikol) i vrijednosti COP-a dizalica topline. Test je proveden od 1.10.2014 do 31.10.2014 i radno vrijeme je bilo od 8:00 do 20:00. Rezultati mjerenja se mogu vidjeti na slikama 3-8 i 3-9, te na 3-10 i 3-11. Broj sati od 1. siječnja do 1. kolovoza (0:00 h) iznosi 5088 h, a do 31. kolovoza (24:00) 5832 sata. Rezultati simulacije izlazne temperature medija unutar izmjenjivača u tlu i COP vrijednosti geotermalnih dizalica topline su prikazani na slikama ispod. Usporedba slika 3-8 i 3-9 je pokazala da se unutar 744 sata rada, simulirana i mjerena vrijednost izlazne temperature medija unutar izmjenjivača u tlu kretala od 20°C do 30°C.

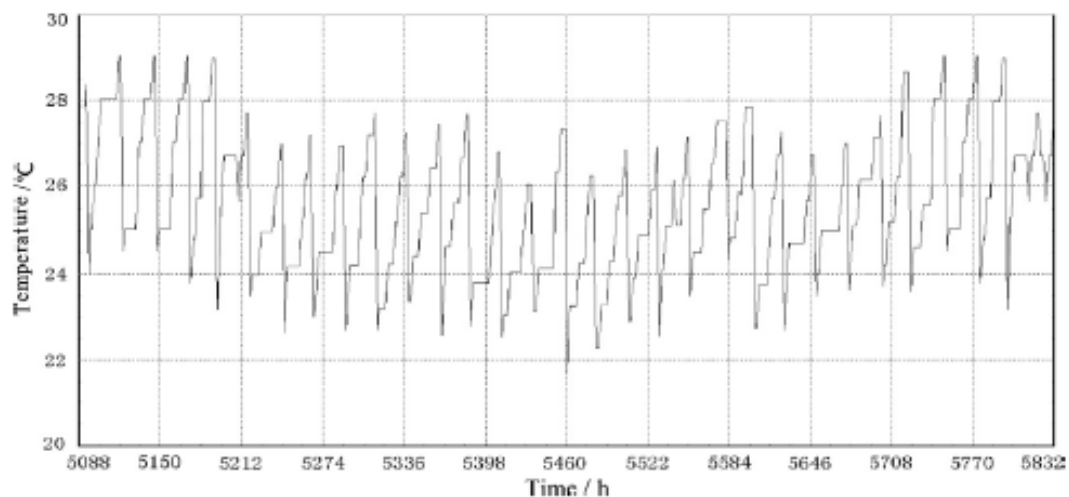
Mjerena devijacija je bila između 3.5% i 6%. Usporedba između mjerene i simulirane vrijednosti COP-a dizalice topline je pokazala da se devijacija kreće od 4.3% do 7.9%. Ovi su rezultati pokazali da se definirani modeli mogu iskoristiti za simulaciju radnih parametara pomoću e-QUESTA i TRNSYS, [5].



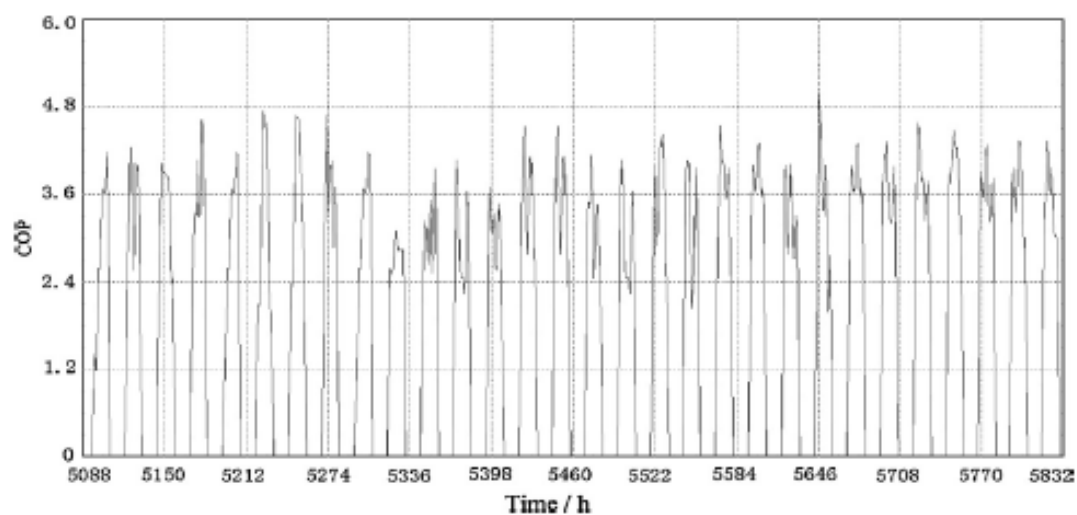
Slika 3-8. Izmjerene vrijednosti izlazne temperature bušotinskog medija, [5]



Slika 3-9. Izmjerene vrijednosti COP-a geotermalne dizalice topline, [5]



Slika 3-10. Simulirane vrijednosti izlazne temperature bušotinskog medija, [5]



Slika 3-11. Simulirane COP vrijednosti geotermalne dizalice topline, [5]

### 3.2.2.3. Rezultati rada

Analiza rada geotermalnih dizalica topline u svakom gradu prikazana je kako slijedi:

- | U Harbin-u, prosječna temperatura tla i izlazna temperatura medija unutar izmjenjivača u tlu pokazale su padajući obrazac. Tijekom rada, prosječna je temperatura tla oko ukopanih cijevi pala sa 7.3°C na 1°C. Tijekom sezone ljeta, COP vrijednost geotermalne dizalice topline je porasla 8%, rastući s 3.73 na 4.07. Nasuprot tome, tijekom zimske sezone, COP vrijednost geotermalne dizalice topline je pala 5% s 3.12 na 2.96.
  
- | U Shenyang-u, postojale su male varijacije prosječne temperature tla. Unutar 20 godina rada, prosječna temperatura tla i izlazna temperatura medija unutar izmjenjivača u tlu je padala svake godine. Prosječna temperatura tla je pala sa 10.2°C na 7.6°C. Tijekom ljetne sezone, COP vrijednost je porasla 4%, s 4.07 na 4.23, i pala 3% za vrijeme zime s 3.37 na 3.27. Općenito gledajući, dugoročni rad sustava geotermalne dizalice topline je održiv.
  
- | U Beijing-u, prosječna temperatura tla i temperatura medija unutar bušotinskog izmjenjivača topline pokazale su rastući obrazac. Nakon 20 godina rada, prosječna temperatura tla je porasla sa 15.5°C na 18°C. Najveće i najniže temperature medija u bušotinskom izmjenjivaču topline su bile 24.4°C ljeti i 9.4°C zimi. COP vrijednost je porasla zimi i pala ljeti. COP vrijednost geotermalne dizalice topline je pala s 4.59 na 4.55 tijekom ljeta krajem dvadesetogodišnjeg rada. Nasuprot tome, COP vrijednost je porasla s 3.74 na 3.79 tijekom zime unutar 20 godina rada. Ovdje se također radi o stabilnom radu dizalice topline.
  
- | U Nanjing-u, prosječna temperatura tla i temperatura medija unutar bušotinskog izmjenjivača topline pokazale su rastući obrazac. Krajem šeste godine, izlazna temperatura medija unutar izmjenjivača u tlu je dosegla prag od 35°C, te samim time dizalica topline je prestala s radom. Zbog oporavka tla i mogućnosti toplinske apsorpcije tijekom zime, dizalica topline može kratko raditi tijekom ljeta sedme godine. Međutim, dizalica topline je ponovno prestala raditi jer je medij u izmjenjivaču topline u tlu dostigao temperaturnu granicu koju smije postići.

Stoga, geotermalna dizalice topline nije prikladna u Nanjing-u zbog velike količine topline koja se akumulira oko bušotinskih cijevi.

- | U Guangzhou, postoji samo toplinsko opterećenje hlađenja ljeti dok toplinskog opterećenja grijanja nema. Ovo dovodi do naglog porasta prosječne temperature tla i temperature medija u izmjenjivaču u tlu. U četvrtoj godini, temperatura medija u bušotini je dosegla temperaturni prag ( $35^{\circ}\text{C}$ ), te je dizalica topline stala s radom. Nakon godine dana oporavka tla, temperatura tla oko ukopanih cijevi se neznatno smanjila. Međutim, medij je ponovno dosegao temperaturni prag u petoj godini rada. Ovo je pokazalo da geotermalne dizalice topline nisu uopće prikladne za instalaciju u Guangzhou, [5].

## 4. PRORAČUN DOBITAKA TOPLINE PREMA VDI 2078

Izvori topline u ljetnom razdoblju računaju se prema normi VDI 2078, a podijeljeni su na:

- | Unutrašnji izvori topline  $\Phi_I$  (dobitak topline od ljudi, rasvjete, strojeva, susjednih prostorija)
- | Vanjski izvori topline  $\Phi_A$  (dobitak topline kroz zidove i staklene plohe transmisijom i zračenjem)
- | Ventilacija

### 4.1. Unutrašnji izvori topline $\Phi_I$

$$\Phi_I = \Phi_P + \Phi_M + \Phi_E + \Phi_R$$

$\Phi_P$  – toplina koju odaju ljudi, [W]

$\Phi_M$  – toplina koju odaju različiti električni uređaji, [W]

$\Phi_E$  – dobitak topline od rasvjete, [W]

$\Phi_R$  – dobitak topline od susjednih prostorija, [W]

#### 4.1.1. Toplina koju odaju ljudi, $\Phi_P$

Broj osoba koji može prisustvovati predavanju u jednoj predavaonici iznosi 15. Ukupni toplinski dobici pri unutarnjoj temperaturi prostora od 24 °C iznose 115 W.

Tablica 4-1. Toplina koju odaju ljudi  $\Phi_P$  (VDI 2078)

		[°C]	18	20	22	23	24	25	26
Ljudi koje ne vrše fizički rad	$\Phi_{osjetna}$	[W]	100	95	90	85	75	75	70
	$\Phi_{latentna}$	[W]	25	25	30	35	40	40	45
	$\Phi_{ukupna}$	[W]	125	120	120	120	115	115	115
	od.v.p	[g/h]	35	35	40	50	60	60	65
Srednje težak rad	$\Phi_{ukupna}$	[W]	270	270	270	270	270	270	270
	$\Phi_{osjetna}$	[W]	155	140	120	115	110	105	95

$$\Phi_P = N \cdot \Phi_{ukupna}$$

$N$  – broj osoba, [–]

$\Phi_{ukupna}$  – ukupna toplina (osjetna + latentna) koju odaje jedna osoba, [W]

Toplinski dobici od ljudi tada iznose:

$$\Phi_P = 2 \cdot (N \cdot \Phi_{ukupna}) = 2 \cdot (15 \cdot 115) = 3450 \text{ [W]}$$

#### 4.1.2. Toplina koju odaju različiti električni uređaji $\Phi_M$

Tablica 4-2. Toplina koju odaju računala  $\Phi_M$

Električni uređaji	Prikjučna vrijednost, [W]	Trajanje upotrebe, [min/h]	Voda, [g/h]	Odavanje topline	
				osjetna [W]	ukupna [W]
Računalo (PC)	100..150	60	-	40..50	80..100

Broj računala u predavaonici iznosi 15. Prema tome ukupnu toplinu koja odaju prostoru iznosi:

$$\Phi_M = 2 \cdot (N \cdot \Phi_{ukupna}) = 2 \cdot (15 \cdot 80) = 2400 \text{ [W]}$$

Toplinski dobici od rasvjete u predavaonicama nisu uzeti u obzir jer se nastava u njima odvija dok prirodnog svjetla ima, te još ako se uzme u obzir da su dani za vrijeme ljeta duži, rasvjetna se tijela rijetko kad pale pa samim time toplinskih dobitaka od rasvjete nema.

Toplinski dobici od susjednih prostorija su zanemareni.



## 4.2. Vanjski izvori topline $\Phi_A$

$$\Phi_A = \Phi_W + \Phi_F = \Phi_W + (\Phi_T + \Phi_S)$$

$\Phi_W$  – dobitak topline transmisijom kroz zidove, [W]

$\Phi_F$  – dobitak topline kroz staklene površine – prozore, [W]

$\Phi_T$  – dobitak topline kroz staklene površine – prozore transmisijom, [W]

$\Phi_S$  – dobitak topline kroz staklene površine – prozore zračenjem, [W]

### 4.2.1. Transmisijski toplinski dobiti kroz zidove $\Phi_W$ i staklene površine $\Phi_T$

Toplina koja prodire izvana kroz zidove, ostakljenja prema unutra. Prolaz topline opisan je također općepoznatom jednadžbom:

$$\Phi_{W+T} = A \cdot U \cdot (\vartheta_e - \vartheta_{int})$$

$\Phi_{W+T}$  – transmisijski toplinski dobiti kroz zidove i staklene površin – prozore, [W]

$A$  – površina plohe, [m<sup>2</sup>]

$U$  – koeficijent prolaza topline, [W/m<sup>2</sup>K]

$\vartheta_e$  – vanjska projektana temperatura (ljetno), [°C]

$\vartheta_{int}$  – unutarinja projektana temperatura (ljetno), [°C]

LJETO →  $(\vartheta_e - \vartheta_{int}) = (32 - 26) = 6$  °C

Radi boljeg pregleda proračun će biti prikazan tablično. Sve površine preko kojih predavaonice mogu dobiti toplinu bit će navedene u tablici 4-3. Predavaonice su identične pa su i površine također iste. Kako se radi o dvije predavaonice dobiveni toplinski tok će se udvostručiti.

Tablica 4-3. Transmisijski toplinski dobiti

Građevni dio	$(\vartheta_e - \vartheta_{int})$	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$U$ [W/m <sup>2</sup> K]	$A U \Delta\vartheta$ [W]
Vanjski zid (prema tlu)	6	10,5	0,284	17,9
Prozori	6	24	1,3	187,2

$$\Phi_{W+T} = \Sigma A \cdot U \cdot (\vartheta_e - \vartheta_{int}) = 205 \cdot 2 = 410$$
 [W]

#### 4.2.2. Toplinski dobici kroz staklene površine – zračenjem

$$\Phi_S = I_{max} \cdot A_s \cdot b + I_{dif\ max} \cdot A_{sjena} \cdot b$$

$I_{max}$  – maskimalna vrijednost ukupnog sunčevog zračenja,  $[\frac{W}{m^2}]$

$I_{dif\ max}$  – maksimalna vrijednost difuznog sunčevog zračenja,  $[\frac{W}{m^2}]$

$A_s$  – osunčana površina stakla,  $[m^2]$

$A_{sjena}$  – zasjenjena površina stakla,  $[m^2]$

$A$  – ukupna površina stakla,  $A = A_s + A_{sjena}$   $[m^2]$

$b$  – koeficijent propusnosti sunčevog zračenja,  $[-]$

Zasjenjeni dio prozora → prima samo difuzno sunčevo zračenje

Osunčani dio prozora → prima i direktno i difuzno sunčevo zračenje

Očitani podaci:

$$I_{max} = 575 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$I_{dif\ max} = 102 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$b = F_w \cdot g_{\perp} \cdot F_C = 0,9 \cdot 0,7 \cdot 0,3 = 0,189$$

$F_w$  – faktor smanjenja zbog neokomitog upada sunčevog zračenja,  $F_w = 0,9$

$g_{\perp}$  – stupanj propuštanja ukupnog zračenja okomito na ostakljenje kada pomično zasjenjenje nije uključeno,  $g_{\perp} = 0,7$

$F_C$  – faktor smanjenja zbog sjene od pomičnog zasjenjenja (žaluzine, rolete),

$$F_C = 0,3$$

Svaka od predavaonica ima ostakljena isključivo na samo jednoj strani prostora. Radi se o jugu i sjeveru.

Tablica 4-4. Površina ostakljenja prema orijentaciji

Orijentacija ostakljenja	Sjever	Jug	Istok	Zapad
Broj ostakljenja	1	1	-	-
Površina ostakljenja [m <sup>2</sup> ]	24	24	-	-

Tablica 4-5. Toplinski dobici kroz staklene površine zračenjem

Orijentacija ostakljenja	$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$b$ [-]	$I \cdot A \cdot b$ [W]
Sjever	102	24	0,189	462,7
Jug	575	24	0,189	2608
Ukupni toplinski dobici zračenjem $\Phi S = \Sigma I A b$ [W]				3071

### 4.2.3. Ventilacija

Entalpija vlažnog zraka (zrak + vodena para),  $h$  [kJ/kg] → Mollier-ov dijagram za vlažni zrak

$$h = h_L + x \cdot h_D$$

$h_L$  – entalpija zraka, [kJ/kg]

$h_D$  – entalpija vodene pare, [kJ/kg]

$x$  – sadržaj vlage, [-]

$$h_L = c_{p,L} \cdot t$$

$$h_D = r_0 + c_{p,D} \cdot t$$

Tablica 4-6. Stanje zraka

Stanje zraka	$\vartheta$	$\varphi$	$h$
	$[^{\circ}\text{C}]$	$[\%]$	$[\text{kJ/kg}]$
Vanjski zrak ( $e$ ) - Zagreb	32	40	63
Zrak u prostoriji - int	26	50	53
Ubačeni zrak u prostoriju	25	40	46

$$\Phi_h = \frac{V_Z}{3,6} \cdot \rho_Z \cdot (h_e - h_{\text{int-}ulaz}) \quad [\text{W}]$$

pri čemu su:

$\Phi_h$  – rashladni učin hladnjaka,  $[\text{W}]$

$V_Z$  – potrebni volumni protok zraka,  $[\text{m}^3/\text{h}]$

$\rho_Z$  – gustoća zraka,  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$h_e$  – entalpija vanjskoga zraka,  $[\text{kJ}/\text{kg}]$

$h_{\text{int-}ulaz}$  – entalpija ubačenog zraka u prostoriju,  $[\text{kJ}/\text{kg}]$

Broj izmjena zraka za prirodnu ventilaciju ljeti (svi spojevi dobro zabrtvljeni, s malim brojem ventilacijskih otvora prema vanjskom okolišu) je nešto veći od onog zimi zbog veće vlažnosti zraka te iznosi:

$$n_Z = 1,8 \text{ h}^{-1}$$

Volumen predavaonica je identičan te iznosi  $238 \text{ m}^3$ . Shodno tome potrebni volumni protok zraka:

$$V_Z = V_e \cdot n_Z = 238 \cdot 1,8 = 428,4 \text{ [m}^3/\text{h}]$$

Tada je:

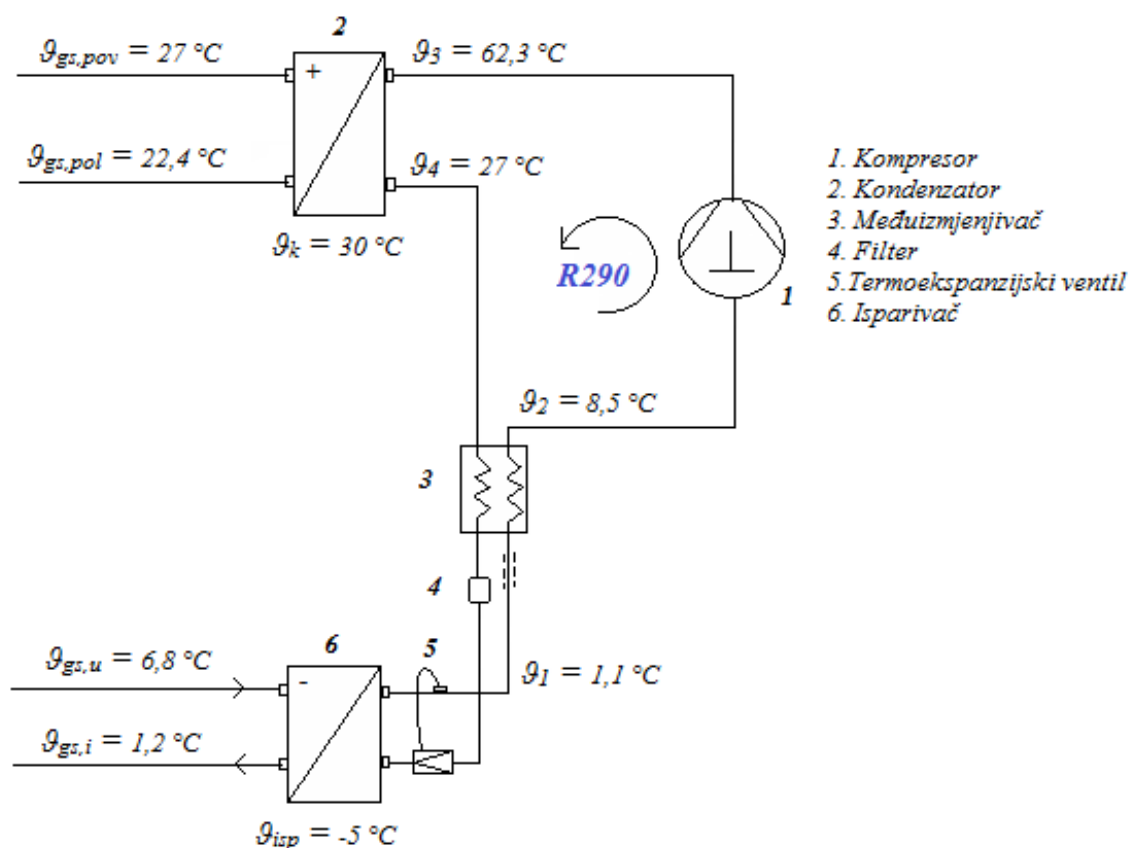
$$\Phi_h = \frac{V_Z}{3,6} \cdot \rho_Z \cdot (h_e - h_{\text{int-}ulaz}) = \frac{428,4}{3,6} \cdot 1,2 \cdot (63 - 46) = 2428 \text{ [W]}$$

Ukupni toplinski dobici ljeti su:

$$\Phi = \Phi_P + \Phi_M + \Phi_{W+T} + \Phi_S + \Phi_h = 3450 + 2400 + 410 + 3071 + 2428 = 11760 \text{ [W]}$$

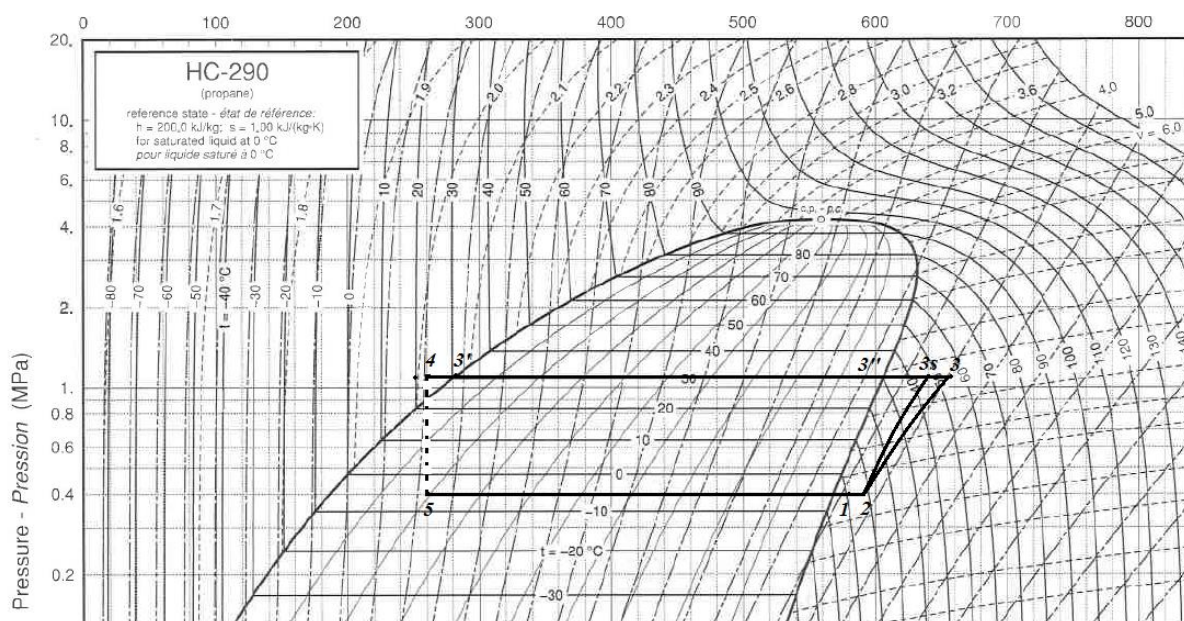
## 5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ISPARIVAČA I KONDENZATORA DIZALICE TOPLINE

Toplinski tok koji je potreban za hlađenje, te ujedno i toplinski tok s kojim se ulazilo u proračun isparivača iznosi 10,5 kW. Radna tvar koja je korištena kao radni medij prijenosa topline je propan (R290). Za temperaturni režim glikolne smjese na kondenzatoru u režimu hlađenja 22,4/27 °C, izabrana temperatura kondenzacije iznosi 30°C. Temperatura pothlađenja iznosi 27°C. Za temperaturni režim glikolne smjese na isparivaču 6,8/1,2 °C, temperatura isparavanja iznosi -5°C. Radna tvar izlazi iz isparivača kao pregrijana para na temperaturi od 1,1°C, nakon čega dolazi do dodatnog pregrijavanja (8,6°C) u međuismjernjivaču, prije ulaska u kompresor, odnosno pothlađenja radne tvari. Na slici 5-1. prikazana je shema geotermalne dizalice topline i radne točke termodinamičkog procesa.



Slika 5-1. Shema geotermalne dizalice topline

Na temelju dobivenih rezultata mjerenja i odabranih temperaturnih režima glikolne smjese na isparivaču i kondenzatoru, te temperatura kondenzacije i isparavanja odrediti će se karakteristične točke procesa. Nakon toga izračunati će se pripadajući učinci kondenzatora i isparivača te potrebna snaga kompresora, te će se provesti termodinamički proračun kondenzatora i isparivača kako bi se odredile dimenzije izmjenjivača.



Slika 5-2. logp-h dijagram s karakterističnim radnim točkama procesa

Tablica 5-1. Veličine stanja radne tvari u karakterističnim točkama procesa

TOČKA	$\vartheta$ [°C]	$p$ [bar]	$h$ [kJ/kg]	$s$ [kJ/(kg)]
1	1,1	4	579,46	2,4155
2	8,6	4	592,5	2,4624
3''	30	10,8	605,62	2,3475
3s	47,2	10,8	641,44	2,4624
3	62,3	10,8	672,57	
4	27	10,8	271,07	
5	-5	4	271,07	

Izmjereni učinak isparivača:

$$\Phi_o = 10,5 \text{ [kW]}$$

Maseni protok radne tvari:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_o}{h_1 - h_5} = \frac{10,5}{579,46 - 271,07} = 0,034 \text{ [kg/s]}$$

Snaga kompresora:

$$P_K = q_{m,RT} \cdot (h_3 - h_2) = 0,034 \cdot (672,57 - 592,5) = 2,73 \text{ [kW]}$$

Učinak kondenzatora:

$$\Phi_k = \Phi_o + P_K = 13,23 \text{ [kW]}$$

### 5.1. Termodinamički proračun pločastog isparivača

$$\Phi_o = 10,5 \text{ [kW]}$$



Slika 5-3. Izabrani pločasti izmjenjivač topline, [6]

Glikolna smjesa prolaskom kroz međuizmjenjivač (vidi sliku 5-1) preuzima toplinski tok radnog medija, tako preuzimajući na sebe toplinu zagrijane vode (toplinu prostora) koja se akumulirala prolazeći kroz stropni ventilokonvektor. Nakon prolaska glikolne smjese kroz međuizmjenjivač, sa temperaturnim režimom 6,8/1,2 °C, zagrijana ulazi u isparivač tako predavajući toplinski tok radnoj tvari koja potom isparava i pregrijava na temperaturi isparavanja. U proračunu će se zanemariti udio topline potrebne za pregrijanje radne tvari budući da se radi o tek manjem udjelu naspram udjela isparavanja.



Toplinski tok isparavanja:

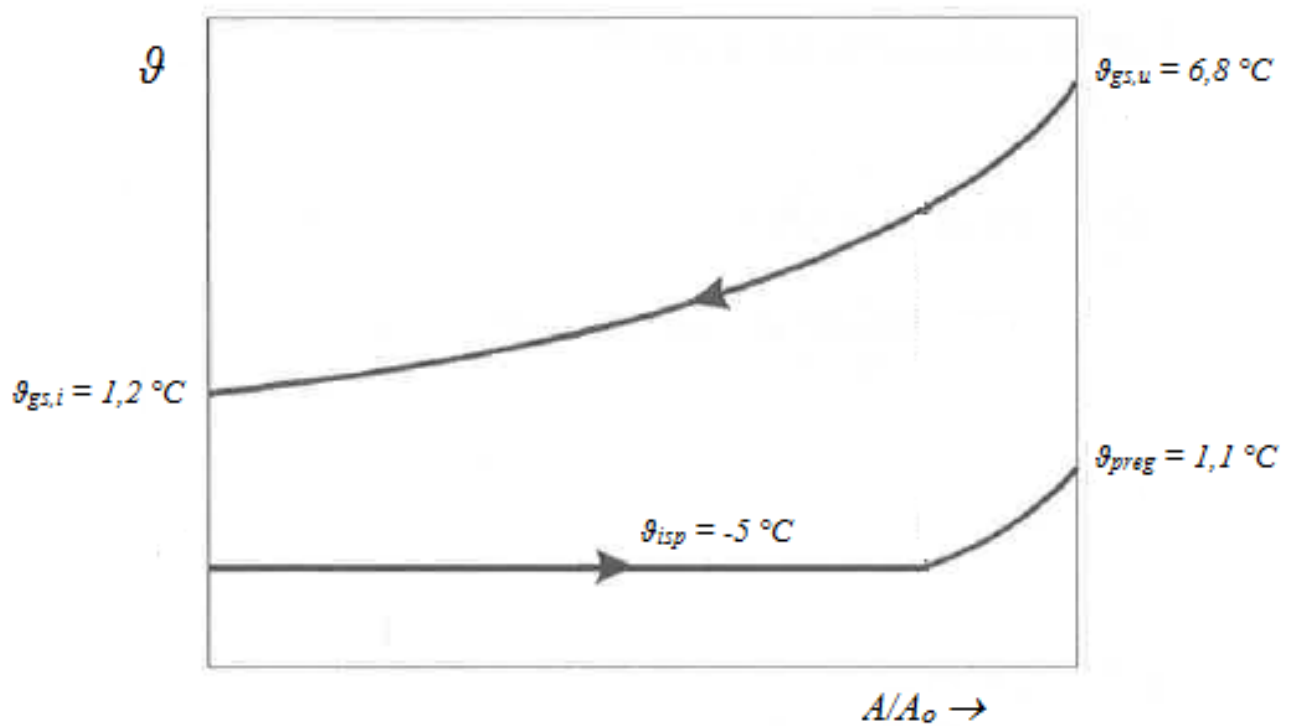
$$\Phi_o = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_5) = 10,5 \text{ [kW]}$$

Pregrijanje:

$$\Phi_{\text{preg}} = q_{m,RT} \cdot (h_1 - h_{5''}) = 0,359 \text{ [kW]}$$

Udio pregrijanja:

$$\Phi_{\text{preg}} = \frac{\Phi_{\text{preg}}}{\Phi_{\text{isp}} + \Phi_{\text{preg}}} \cdot 100 = 3,3\%$$



Slika 5-4. Dijagram izmjene topline između radnih medija u pločastom izmjenjivaču topline

**Ulazni podaci:**

*Učin pločastog isparivača:*

$$\Phi_o = 10,5 \text{ [kW]}$$

*Radna tvar:*

$$\text{R290}$$

*Temperatura glikolne smjese na ulazu u isparivač:*

$$\vartheta_{gs,u} = 6,8 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura glikolne smjese na izlazu iz isparivača:*

$$\vartheta_{gs,i} = 1,2 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na ulazu u isparivač:*

$$\vartheta_{RT,u} = -5 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača:*

$$\vartheta_{RT,i} = 1,1 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

***Termodinamička svojstva glikolne smjese (30% Ethylene glycol) pri srednjoj temperaturi (4°C), [7]:***

*Gustoća glikolne smjese:*

$$\rho_{gs} = 1045 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

*Specifični toplinski kapacitet:*

$$c_{gs} = 3,679 \text{ [kJ/KgK]}$$

*Koeficijent toplinske vodljivosti:*

$$\lambda_{gs} = 0,448 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamički viskozitet:*

$$\mu_{gs} = 3,822 \cdot 10^{-3} \text{ [Pa s]}$$

*Prandtlov broj:*

$$P_{r,gs} = 31,42$$

**Termodinamička svojstva propana pri temperaturi isparavanja (-5°C):**

**Kondenzat R290 (-5°C):**

*Specifični toplinski kapacitet radne tvari:*

$$c_{RT,l} = 2,468 \text{ [kJ/kgK]}$$

*Toplinska vodljivost radne tvari:*

$$\lambda_{RT,l} = 0,1082 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamička viskoznost radne tvari:*

$$\mu_{RT,l} = 1,328 \cdot 10^{-4} \text{ [Pa s]}$$

*Gustoća radne tvari:*

$$\rho_{RT,l} = 535,65 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

**Para R290 (-5°C)**

*Specifični toplinski kapacitet radne tvari:*

$$c_{RT,v} = 1,727 \text{ [kJ/kgK]}$$

*Toplinska vodljivost radne tvari:*

$$\lambda_{RT,v} = 0,0152 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamička viskoznost radne tvari:*

$$\mu_{RT,v} = 7,625 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa s]}$$

*Gustoća radne tvari:*

$$\rho_{RT,v} = 8,913 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

### **Maseni protok glikolne smjese i radne tvari (R290)**

*Maseni protok glikolne smjese:*

$$q_{m,gs} = \frac{\Phi_{isp}}{c_{gs} \cdot (\vartheta_{gs,u} - \vartheta_{gs,i})} = 0,510 \text{ [kg/s]}$$

*Maseni protok radne tvari:*

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_{isp}}{(h_1 - h_5)} = 0,034 \text{ [kg/s]}$$

Proračun će se provoditi tako da će se prvo odabrati dimenzije isparivača s kojima će se dobiti odgovarajući prijelazi topline na strani glikolne smjese i radne tvari. Ako dobiveni učinak isparivača ne bude jednak zadanom, broj ploča i po potrebi same dimenzije izmjenjivača će se mijenjati sve dok dobiveni učinak ne bude jednak zadanom. Znači da će se proračun provesti iterativnim postupkom rješavanja.

#### **5.1.1. Odabrane dimenzije pločastog isparivača**

Dimenzije pločastog isparivača preuzete su iz kataloga proizvođača SWEP. Odabran je pločasti izmjenjivač topline tipa AB10T prikazan na slici 5-3.

$H = 0,289 \text{ m}$	- visina isparivača
$B = 0,119 \text{ m}$	- širina isparivača
$\beta = 60^\circ$	- kut orebrenja izmjenjivača
$\Phi = 1,22$	- faktor površine izmjenjivača (22%)
$b = 0,002 \text{ m}$	- dubina orebrenja
$d_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi}\right) = 2 \cdot \left(\frac{0,002}{1,22}\right) = 0,0033 \text{ m}$	- ekvivalentni promjer kanala
$N = 30$	- broj ploča izmjenjivača (iteracija)
$A_C = B \cdot b = 0,0002 \text{ m}^2$	- površina jednog kanala

### 5.1.1.1. Prijelaz topline na strani glikolne smjese

Broj kanala za strujanje glikolne smjese:

$$N_{gs} = \frac{N}{2} = \frac{30}{2} = 15$$

Brzina strujanja glikolne smjese kroz kanal:

$$w_{gs} = \frac{q_{m,gs}}{A_C \cdot \rho_{gs} \cdot N_{gs}} = \frac{0,51}{0,0002 \cdot 1045 \cdot 15} = 0,137 \text{ [m/s]}$$

Reynoldsov broj:

$$R_{e,gs} = \frac{w_{gs} \cdot d_e \cdot \rho_{gs}}{\mu_{gs}} = \frac{0,137 \cdot 0,0033 \cdot 1045}{0,0038} = 122,47$$

Prandtlova značajka:

$$P_r = 31,42$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3.31, tablica 18.), [8]. Vrijedi za:

$$\begin{array}{|l} R_e = 1 - 10^4 \\ \Phi = 20^\circ - 62^\circ \end{array}$$

Faktori potrebni za računanje Nusseltova broja:

$$N_{u,l} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot R_{e,gs}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 122,47^{0,339} = 3,3$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$N_{u,t} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot R_{e,gs}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 122,47^{0,712} = 3,813$$

$$N_{u,S} = (N_{u,l}^3 + N_{u,t}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = (3,3^3 + 3,813^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 31,42^{\frac{1}{3}} = 14,21$$

Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:

$$\alpha_{gs} = \frac{N_{u,S} \cdot \lambda_{gs}}{d_e} = \frac{14,21 \cdot 0,448}{0,0033} = 1941,37 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

### 5.1.1.2. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

Pretpostavljeni je toplinski tok izračunat iterativnim postupkom i iznosi:

$$q_A = 8489 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\vartheta_{m,isp} = \frac{(\vartheta_{gs,u} - \vartheta_5) - (\vartheta_{gs,i} - \vartheta_5)}{\ln \frac{(\vartheta_{gs,u} - \vartheta_5)}{(\vartheta_{gs,i} - \vartheta_5)}} = 8,702 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_{RT} = \frac{N}{2} - 1 = 14$$

Maseni protok po  $m^2$  poprečnog presjeka:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{A_C \cdot N_{RT}} = \frac{0,034}{0,0002 \cdot 14} = 10,22 \text{ [kg/sm}^2\text{]}$$

Razlika entalpija pri isparavanju:

$$\Delta h_i = 308,39 \text{ [kJ/kg]}$$

Boilingov broj:

$$Bo_A = \frac{q_A}{G \cdot \Delta h_i} = \frac{8489}{10,22 \cdot 308,39 \cdot 10^3} = 0,0027$$

Viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\mu_x = \mu_{RT,l} + x \cdot (\mu_{RT,v} - \mu_{RT,l}) \text{ [Pa s]}$$

Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\lambda_x = \lambda_{RT,l} + x \cdot (\lambda_{RT,v} - \lambda_{RT,l}) \text{ [W/mK]}$$

Tablica 5-2. Proračun koeficijenata prijelaza topline na strani radne tvari R290

Sadržaj pare [-]	Viskoznost [Pas]	Toplinska vodljivost [W/mK]	Reynoldsov broj, [-]	Nusseltov broj, [-]	Koeficijent prijelaza topline, [W/m <sup>2</sup> K]
0,4	0,0000828	0,0710	404,7	83,9	1815,7
0,5	0,0000703	0,0617	476,9	96,8	1821,5
0,6	0,0000577	0,0524	580,4	115,0	1837,0
0,7	0,0000452	0,0431	741,2	142,4	1871,6
0,8	0,0000327	0,0338	1025,3	189,2	1949,8
0,9	0,0000202	0,0245	1662,6	288,8	2157,6
1	0,0000076	0,0152	4393,8	675,9	3133,6

Reynoldsov broj:

$$R_{e,isp} = \frac{G \cdot d_e}{\mu_x}$$

Nusseltov broj:

$$N_{u,isp} = 30 \cdot R_{e,isp}^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,i} = \frac{N_{u,isp,i} \cdot \lambda_{xi}}{d_e}$$

Srednji koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_{RT} = \frac{\alpha_{RT,i}}{7} = 2083,81 [W/m^2K]$$

### 5.1.1.3. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline

$$\lambda_c = 20 \text{ [W/mK]} \quad - \text{toplinska vodljivost ploče } Fe-Ni$$

$$\delta = 0,0006 \text{ [m]} \quad - \text{debljina ploče}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT}}} = \frac{1}{\frac{1}{1941,37} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{2083,81}} = 975,6 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_{m,isp} = 975,6 \cdot 8,702 = 8489,6 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Iteracija je točna jer je toplinski tok jednak pretpostavljenom.

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{isp} = \Phi \cdot H \cdot B \cdot N = 1,22 \cdot 0,289 \cdot 0,119 \cdot 30 = 1,259 \text{ [m}^2\text{]}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,pot} = \frac{\Phi_o}{q_A} = 1,24 \text{ [m}^2\text{]}$$

Postotak predimenzioniranosti izmjenjivača topline:

$$\Delta A = \frac{A_{isp}}{A_{isp,pot}} \cdot 100 - 100 = 1,77 \%$$



## 5.2. Termodinamički proračun pločastog kondenzatora

$$\Phi_K = 13,2 \text{ [kW]}$$



Slika 5-5. Izabrani pločasti izmjenjivač topline, [6]

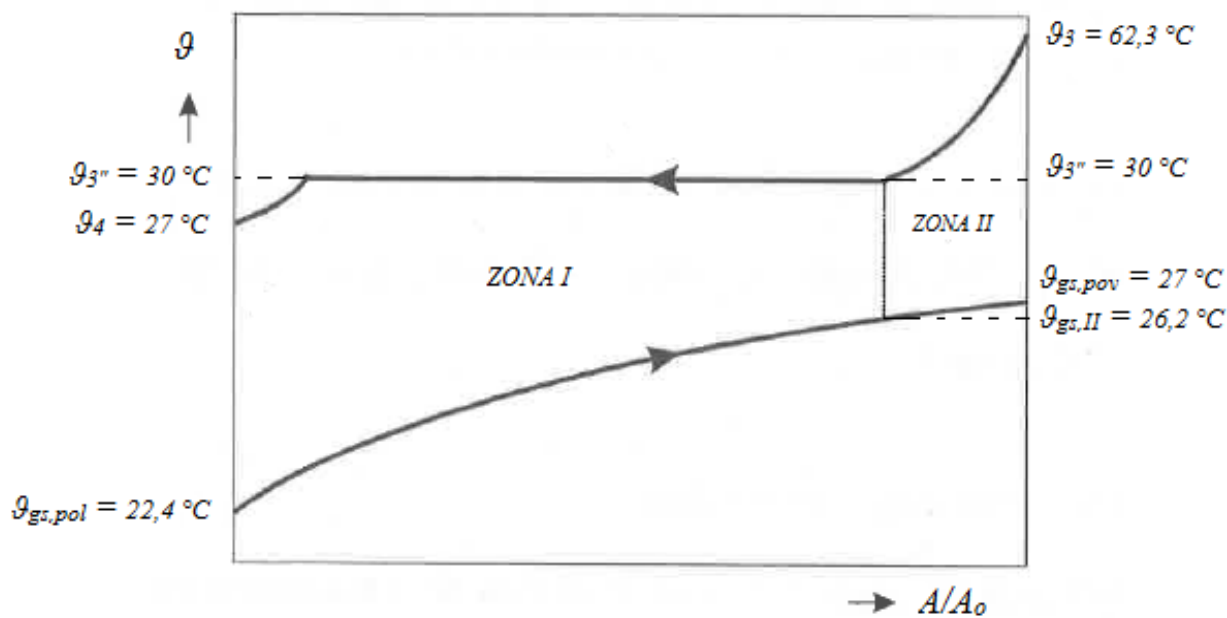
Prolaskom radne tvari kroz pločasti kondenzator, dolazi do hlađenja pregrijane radne tvari na temperaturu kondenzacije, kondenzacije radne tvari te njezino pothlađenje. Toplinski tok koji se oslobodi tijekom procesa hlađenja radne tvari preuzima glikolna smjesa koja preuzeti toplinski tok predaje tlu. Većina toplinskog toka kondenzatora je toplina hlađenja pregrijane pare i kondenzacije, dok mali udio te topline pripada pothlađenju radne tvari, stoga će se prilikom dimenzioniranja kondenzatora pridodati kondenzaciji. Kako je toplinski tok oslobođen hlađenjem pregrijane pare relativno veliki, on se ne može zanemariti te će biti uzet u obzir prilikom dimenzioniranja kondenzatora. Zbog relativno niskog koeficijenta prijelaza topline na strani pare u odnosu na koeficijent prijelaza topline kondenzacije, kondenzator će se prilikom proračuna podijeliti na dva dijela, odnosno dvije zone, tako da će dimenzije kondenzatora biti definirane proračunom dvaju odvojenih dijelova. Tijekom proračuna, sve će fizičke dimenzije ostati iste u oba odvojena proračuna, osim visine, koja će se odabrati prema potrebnoj površini izmjene topline u svakoj zoni te će se zbrojiti i usvojiti kao dimenzija kondenzatora.

Toplinski tok zone I:

$$\Phi_I = 11,4 \text{ [kW]}$$

Toplinski tok zone II:

$$\Phi_{II} = 2,3 \text{ [kW]}$$



Slika 5-6. Dijagram ( $\theta$ - $A$ ) pločastog kondenzatora podijeljenog u zone

Za temperaturu radne tvari na izlazu iz zone I uzeta je  $\theta_4$  kako bi srednja logaritamska temperaturna razlika bila manja, odnosno potrebna površina za izmjenu topline veća, da bi se ostvarilo temperaturno pothlađenje na izlazu iz kondenzatora.

Temperatura glikolne smjese na izlazu iz zone I:

$$\Phi_{II} = q_{m,RT} \cdot (h_3 - h_{3''}) = q_{m,gs} \cdot c_{gs} \cdot (\vartheta_{gs,pov} - \vartheta_{gs,II})$$

$$\Phi_I = q_{m,RT} \cdot (h_{3''} - h_4) = q_{m,gs} \cdot c_{gs} \cdot (\vartheta_{gs,II} - \vartheta_{gs,pol})$$

$$\vartheta_{gs,II} = \frac{\Phi_I \cdot \vartheta_{gs,pov} + \Phi_{II} \cdot \vartheta_{gs,pol}}{\Phi_I + \Phi_{II}} = 26,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

*Srednja logaritamska razlika temperatura zone I:*

$$\Delta\vartheta_{m,I} = \frac{(\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II}) - (\vartheta_4 - \vartheta_{gs,pol})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II}}{\vartheta_4 - \vartheta_{gs,pol}}\right)} = 4,95 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Srednja logaritamska razlika temperatura zone II:*

$$\Delta\vartheta_{m,II} = \frac{(\vartheta_3 - \vartheta_{gs,pov}) - (\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II})}{\ln\left(\frac{\vartheta_3 - \vartheta_{gs,pov}}{\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II}}\right)} = 14,09 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

### 5.2.1. Termodinamički proračun zone I

**Ulazni podaci:**

*Učin zone I:*

$$\Phi_K = 11,4 \text{ [kW]}$$

*Radna tvar:*

$$\text{R290}$$

*Temperatura glikolne smjese na ulazu u kondenzator (zonu I):*

$$\vartheta_{gs,u} = 22,4 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura glikolne smjese na izlazu iz zone I:*

$$\vartheta_{gs,i} = 26,2 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na ulazu u zonu I :*

$$\vartheta_{RT,u} = 30 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na izlazu iz kondenzatora (zone I):*

$$\vartheta_{RT,i} = 27 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

**Termodinamička svojstva glikolne smjese (30% Ethylene glycol) pri srednjoj temperaturi (25°C), [7]:**

*Gustoća glikolne smjese:*

$$\rho_{gs} = 1037 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

*Specifični toplinski kapacitet:*

$$c_{gs} = 3,745 \text{ [kJ/KgK]}$$

*Koeficijent toplinske vodljivosti:*

$$\lambda_{gs} = 0,468 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamički viskozitet:*

$$\mu_{gs} = 1,935 \cdot 10^{-3} \text{ [Pa s]}$$

*Prandtllov broj:*

$$Pr_{gs} = 15,5$$

**Termodinamička svojstva propana pri temperaturi kondenzacije (30 °C)**

**Kondenzat R290 (30°C):**

*Specifični toplinski kapacitet radne tvari:*

$$c_{RT,l} = 2,803 \text{ [kJ/kgK]}$$

*Toplinska vodljivost radne tvari:*

$$\lambda_{RT,l} = 0,0905 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamička viskoznost radne tvari:*

$$\mu_{RT,l} = 92,14 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa s]}$$

*Gustoća radne tvari:*

$$\rho_{RT,l} = 484,43 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

### **Para R290 (30°C)**

*Specifični toplinski kapacitet radne tvari:*

$$c_{RT,v} = 2,114 \text{ [kJ/kgK]}$$

*Toplinska vodljivost radne tvari:*

$$\lambda_{RT,v} = 0,0199 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamička viskoznost radne tvari:*

$$\mu_{RT,v} = 8,95 \cdot 10^{-6} \text{ [Pa s]}$$

*Gustoća radne tvari:*

$$\rho_{RT,v} = 23,477 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

### **Maseni protok glikolne smjese i radne tvari (R290)**

*Maseni protok glikolne smjese:*

$$q_{m,gs} = \frac{\Phi_{isp}}{c_{gs} \cdot (\vartheta_{gs,u} - \vartheta_{gs,i})} = 0,510 \text{ [kg/s]}$$

*Maseni protok radne tvari:*

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_{isp}}{(h_1 - h_5)} = 0,034 \text{ [kg/s]}$$

Proračun će se provoditi tako da će se prvo odabrati dimenzije kondenzatora s kojima će se dobiti odgovarajući prijelazi topline na strani glikolne smjese i radne tvari.

Ako dobiveni učinak kondenzatora ne bude jednak zadanom, broj ploča i po potrebi same dimenzije izmjenjivača će se mijenjati sve dok dobiveni učinak ne bude jednak zadanom. Znači da će se proračun provesti iterativnim postupkom rješavanja. Postupak je identičan proračunu isparivača samo što ovdje imamo dvije zone gdje se svaka zona proračunava kao zaseban izmjenjivač.

### Odabrane dimenzije pločastog kondenzatora u zoni I

Dimenzije pločastog kondenzatora preuzete su iz kataloga proizvođača SWEP. Odabran je pločasti izmjenjivač topline tipa AB120T na temelju zbroja proračunom dobivenih visina izmjenjivača topline svake zone kao što je opisano ranije. Odabrani izmjenjivač topline je prikazan na slici 5-5.

$H_1 = 0,393 \text{ m}$	- visina isparivača
$B = 0,243 \text{ m}$	- širina isparivača
$\beta = 60^\circ$	- kut orebrenja izmjenjivača
$\Phi = 1,22$	- faktor površine izmjenjivača (22%)
$b = 0,002 \text{ m}$	- dubina orebrenja
$b_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi}\right) = 2 \cdot \left(\frac{0,002}{1,22}\right) = 0,0033 \text{ m}$	- ekvivalentni promjer kanala
$N = 30$	- broj ploča izmjenjivača (iteracija)
$A_c = B \cdot b = 0,0005 \text{ m}^2$	- površina jednog kanala

#### 5.2.1.1. Prijelaz topline na strani glikolne smjese

Broj kanala za strujanje glikolne smjese:

$$N_{gs} = \frac{N}{2} = \frac{30}{2} = 15$$

Brzina strujanja glikolne smjese kroz kanal:

$$w_{gs} = \frac{q_{m,gs}}{A_c \cdot \rho_{gs} \cdot N_{gs}} = \frac{0,51}{0,0002 \cdot 1037 \cdot 15} = 0,105 \text{ [m/s]}$$

Reynoldsov broj:

$$R_{e,gs} = \frac{w_{gs} \cdot d_e \cdot \rho_{gs}}{\mu_{gs}} = \frac{0,105 \cdot 0,0033 \cdot 1037}{0,001935} = 184,44$$

Prandtlova značajka:

$$Pr = 15,5$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3.31, tablica 18.), [8]. Vrijedi za:

$$\begin{array}{|l} R_e = 1 - 10^4 \\ \Phi = 20^\circ - 62^\circ \end{array}$$

*Faktori potrebni za računanje Nusseltova broja:*

$$N_{u,l} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot R_{e,gs}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 184,44^{0,339} = 3,79$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$N_{u,t} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot R_{e,gs}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 184,44^{0,712} = 5,104$$

$$N_{u,S} = (N_{u,l}^3 + N_{u,t}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = (3,79^3 + 5,104^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 15,5^{\frac{1}{3}} = 14,27$$

*Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:*

$$\alpha_{gs} = \frac{N_{u,S} \cdot \lambda_{gs}}{d_e} = \frac{14,27 \cdot 0,468}{0,0033} = 2034,14 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

### 5.2.1.2. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

Pretpostavljeni je toplinski tok izračunat iterativnim postupkom i iznosi:

$$q_A = 3500 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika zone I:

$$\Delta\vartheta_{m,I} = \frac{(\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II}) - (\vartheta_4 - \vartheta_{gs,pol})}{\ln\left(\frac{\vartheta_{3''} - \vartheta_{gs,II}}{\vartheta_4 - \vartheta_{gs,pol}}\right)} = 4,95 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_{RT} = \frac{N}{2} - 1 = 14$$

Maseni protok po m<sup>2</sup> poprečnog presjeka:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{A_C \cdot N_{RT}} = \frac{0,034}{0,0005 \cdot 14} = 5 \text{ [kg/sm}^2\text{]}$$

Razlika entalpija pri isparavanju:

$$\Delta h_i = 334,55 \text{ [kJ/kg]}$$

Boilingov broj:

$$Bo_A = \frac{q_A}{G \cdot \Delta h_i} = \frac{3500}{5 \cdot 334,55 \cdot 10^3} = 0,0021$$

Viskoznost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\mu_x = \mu_{RT,l} + x \cdot (\mu_{RT,v} - \mu_{RT,l}) \text{ [Pa s]}$$

Toplinska vodljivost u ovisnosti o sadržaju pare:

$$\lambda_x = \lambda_{RT,l} + x \cdot (\lambda_{RT,v} - \lambda_{RT,l}) \text{ [W/mK]}$$



Tablica 5-3. Proračun koeficijenata prijelaza topline na strani radne tvari

Sadržaj pare [-]	Viskoznost [Pas]	Toplinska vodljivost [W/mK]	Reynoldsov broj, [-]	Nusseltov broj, [-]	Koeficijent prijelaza topline, [W/m <sup>2</sup> K]
0,4	0,00005886	0,0622600	278,7	50,50	959,0
0,5	0,0000505	0,0552000	324,6	57,71	971,6
0,6	0,0000422	0,0481400	388,5	67,54	991,7
0,7	0,0000339	0,0410800	483,9	81,84	1025,4
0,8	0,0000256	0,0340200	641,2	104,69	1086,3
0,9	0,0000173	0,0269600	950,1	147,69	1214,4
1	0,00000895	0,0199000	1833,2	262,48	1593,1

Reynoldsov broj:

$$R_{e,isp} = \frac{G \cdot d_e}{\mu_x}$$

Nusseltov broj:

$$N_{u,isp} = 30 \cdot R_{e,isp}^{0,875} \cdot Bo_A^{0,714}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{RT,i} = \frac{N_{u,isp,i} \cdot \lambda_{xi}}{d_e}$$

Srednji koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari R290:

$$\alpha_{RT} = \frac{\alpha_{RT,i}}{7} = 1120,21 [W/m^2K]$$

### 5.2.1.3. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline

$\lambda_c = 20 \text{ [W/mK]}$  - toplinska vodljivost ploče  $F_e-N_i$

$\delta = 0,0006 \text{ [m]}$  - debljina ploče

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT}}} = \frac{1}{\frac{1}{2034,14} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{1120,21}} = 707,1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_{m,isp} = 707,1 \cdot 4,95 = 3499,1 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Iteracija je točna jer je toplinski tok jednak pretpostavljenom.

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{isp} = \Phi \cdot H \cdot B \cdot N = 1,22 \cdot 0,393 \cdot 0,243 \cdot 30 = 3,495 \text{ [m}^2\text{]}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,pot} = \frac{\Phi_o}{q_A} = 3,26 \text{ [m}^2\text{]}$$

Postotak predimenzioniranosti izmjenjivača topline:

$$\Delta A = \frac{A_{isp}}{A_{isp,pot}} \cdot 100 - 100 = 7,37 \%$$

### 5.2.2. Termodinamički proračun zone II

**Ulazni podaci:**

*Učin zone II::*

$$\Phi_{II} = 2,3 \text{ [kW]}$$

*Radna tvar:*

$$\text{R290}$$

*Temperatura glikolne smjese na ulazu u zonu II:*

$$\vartheta_{gs,u} = 26,2 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura glikolne smjese na izlazu iz kondenzatora (zone II):*

$$\vartheta_{gs,i} = 27 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na ulazu u kondenzator (zonu II):*

$$\vartheta_{RT,u} = 62,3 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

*Temperatura radne tvari na izlazu iz zone II:*

$$\vartheta_{RT,i} = 30 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

**Termodinamička svojstva glikolne smjese (30% Ethylene glycol) pri srednjoj temperaturi (26,6°C), [7]:**

*Gustoća glikolne smjese:*

$$\rho_{gs} = 1036,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

*Specifični toplinski kapacitet:*

$$c_{gs} = 3,750 \text{ [kJ/KgK]}$$

*Koeficijent toplinske vodljivosti:*

$$\lambda_{gs} = 0,469 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamički viskozitet:*

$$\mu_{gs} = 1,853 \cdot 10^{-3} \text{ [Pa s]}$$

*Prandtlov broj:*

$$P_{r,gs} = 14,82$$

***Termodinamička svojstva pregrijane radne tvari pri srednjoj temperaturi u zoni II:***

*Gustoća pregrijane radne tvari:*

$$\rho_{RT} = 21,57 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

*Specifični toplinski kapacitet:*

$$c_{RT} = 2,089 \text{ [kJ/KgK]}$$

*Koeficijent toplinske vodljivosti:*

$$\lambda_{RT} = 0,0432 \text{ [W/mK]}$$

*Dinamički viskozitet:*

$$\mu_{RT} = 1,867 \cdot 10^{-5} \text{ [Pa s]}$$

*Prandtlov broj:*

$$P_{r,RT} = 0,902$$

Odabrane dimenzije pločastog kondenzatora u zoni II:

$H_2 = 0,132 \text{ m}$	- visina isparivača
$B = 0,243 \text{ m}$	- širina isparivača
$\beta = 60^\circ$	- kut orebrenja izmjenjivača
$\Phi = 1,22$	- faktor površine izmjenjivača (22%)
$b = 0,002 \text{ m}$	- dubina orebrenja
$b_e = 2 \cdot \left(\frac{b}{\Phi}\right) = 2 \cdot \left(\frac{0,002}{1,22}\right) = 0,0033 \text{ m}$	- ekvivalentni promjer kanala
$N = 10$	- broj ploča izmjenjivača (iteracija)
$A_C = B \cdot b = 0,0005 \text{ m}^2$	- površina jednog kanala

#### 5.2.2.1. Prijelaz topline na strani glikolne smjese

Broj kanala za strujanje glikolne smjese:

$$N_{gs} = \frac{N}{2} = \frac{10}{2} = 5$$

Brzina strujanja glikolne smjese kroz kanal:

$$w_{gs} = \frac{q_{m,gs}}{A_C \cdot \rho_{gs} \cdot N_{gs}} = 0,315 \text{ [m/s]}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{gs} = \frac{w_{gs} \cdot d_e \cdot \rho_{gs}}{\mu_{gs}} = \frac{0,315 \cdot 0,0033 \cdot 1036,4}{1,853 \cdot 10^{-3}} = 576,91$$

Prandtlova značajka:

$$P_r = 14,82$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3.31, tablica 18.), [8] Vrijedi za:

$$\begin{array}{|l} R_e = 1 - 10^4 \\ \Phi = 20^\circ - 62^\circ \end{array}$$

Faktori potrebni za računanje Nusseltova broja:

$$N_{u,l} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot R_{e,gs}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 576,91^{0,339} = 5,58$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$N_{u,t} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot R_{e,gs}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 184,44^{0,712} = 11,495$$

$$N_{u,s} = (N_{u,l}^3 + N_{u,t}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = (3,79^3 + 5,104^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 15,5^{\frac{1}{3}} = 29,27$$

Koeficijent prijelaza topline na strani glikolne smjese:

$$\alpha_{gs} = \frac{N_{u,s} \cdot \lambda_{gs}}{d_e} = \frac{29,27 \cdot 0,469}{0,0033} = 4187 [W/m^2K]$$

### 5.2.2.2. Prijelaz topline na strani radne tvari

Broj kanala za strujanje radne tvari:

$$N_{RT} = \frac{N}{2} = \frac{10}{2} - 1 = 4$$

Brzina strujanja radne tvari kroz kanal:

$$w_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{A_C \cdot \rho_{RT} \cdot N_{RT}} = 0,81 \text{ [m/s]}$$

Reynoldsov broj:

$$R_{e,RT} = \frac{w_{RT} \cdot d_e \cdot \rho_{RT}}{\mu_{RT}} = \frac{0,81 \cdot 0,0033 \cdot 21,57}{1,867 \cdot 10^{-5}} = 3075,6$$

Prandtlova značajka:

$$P_{r,RT} = 0,902$$

Nusseltova značajka računa se prema proračunu Wanniarachchi (ASHRAE Fundamentals 3.31, tablica 18.), [8]. Vrijedi za:

$$\begin{array}{|l} R_e = 1 - 10^4 \\ \Phi = 20^\circ - 62^\circ \end{array}$$

Faktori potrebni za računanje Nusseltova broja:

$$N_{u,l} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot R_{e,gs}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,22^{0,661} \cdot 3075,6^{0,339} = 9,8$$

$$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$$

$$N_{u,t} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot R_{e,gs}^m = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,22^{1-0,712} \cdot 3075,6^{0,712} = 37,8$$

$$N_{u,s} = (N_{u,l}^3 + N_{u,t}^3)^{\frac{1}{3}} \cdot P_r^{\frac{1}{3}} = (3,79^3 + 37,8^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 15,5^{\frac{1}{3}} = 36,8$$

Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari:

$$\alpha_{gs} = \frac{N_{u,s} \cdot \lambda_{gs}}{d_e} = \frac{36,8 \cdot 0,0432}{0,0033} = 485 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

### 5.2.2.3. Provjera pretpostavke za toplinski tok i potrebne površine za izmjenu topline

$$\lambda_c = 20 \text{ [W/mK]} \quad - \text{toplinska vodljivost ploče } F_e-N_i$$

$$\delta = 0,0006 \text{ [m]} \quad - \text{debljina ploče}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_A = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT}}} = \frac{1}{\frac{1}{4187} + \frac{0,0006}{20} + \frac{1}{485}} = 429 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Toplinski tok:

$$q_A = k_A \cdot \Delta\vartheta_{m,isp} = 429 \cdot 14,09 = 6046 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

Površina izmjene topline za odabrani izmjenjivač:

$$A_{isp} = \Phi \cdot H \cdot B \cdot N = 1,22 \cdot 0,132 \cdot 0,243 \cdot 10 = 0,391 \text{ [m}^2\text{]}$$

Potrebna površina za izmjenu topline:

$$A_{isp,pot} = \frac{\Phi_o}{q_A} = 0,38 \text{ [m}^2\text{]}$$

Postotak predimensioniranosti izmjenjivača topline:

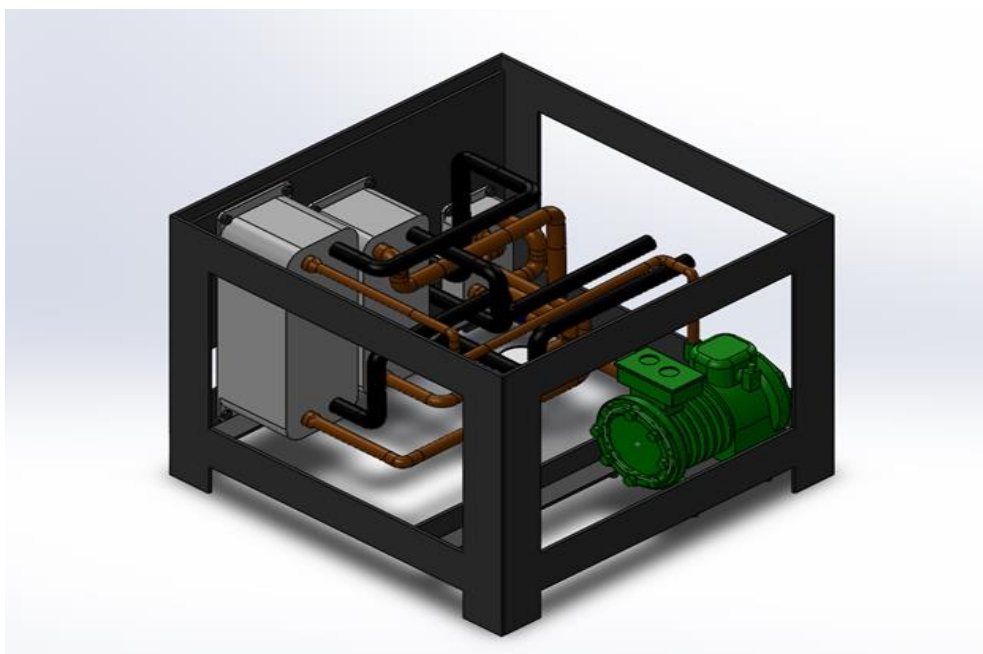
$$\Delta A = \frac{A_{isp}}{A_{isp,pot}} \cdot 100 - 100 = 3,8 \%$$

$$H = H_1 + H_2 = 0,393 + 0,132 = 0,525 \text{ [m]}$$

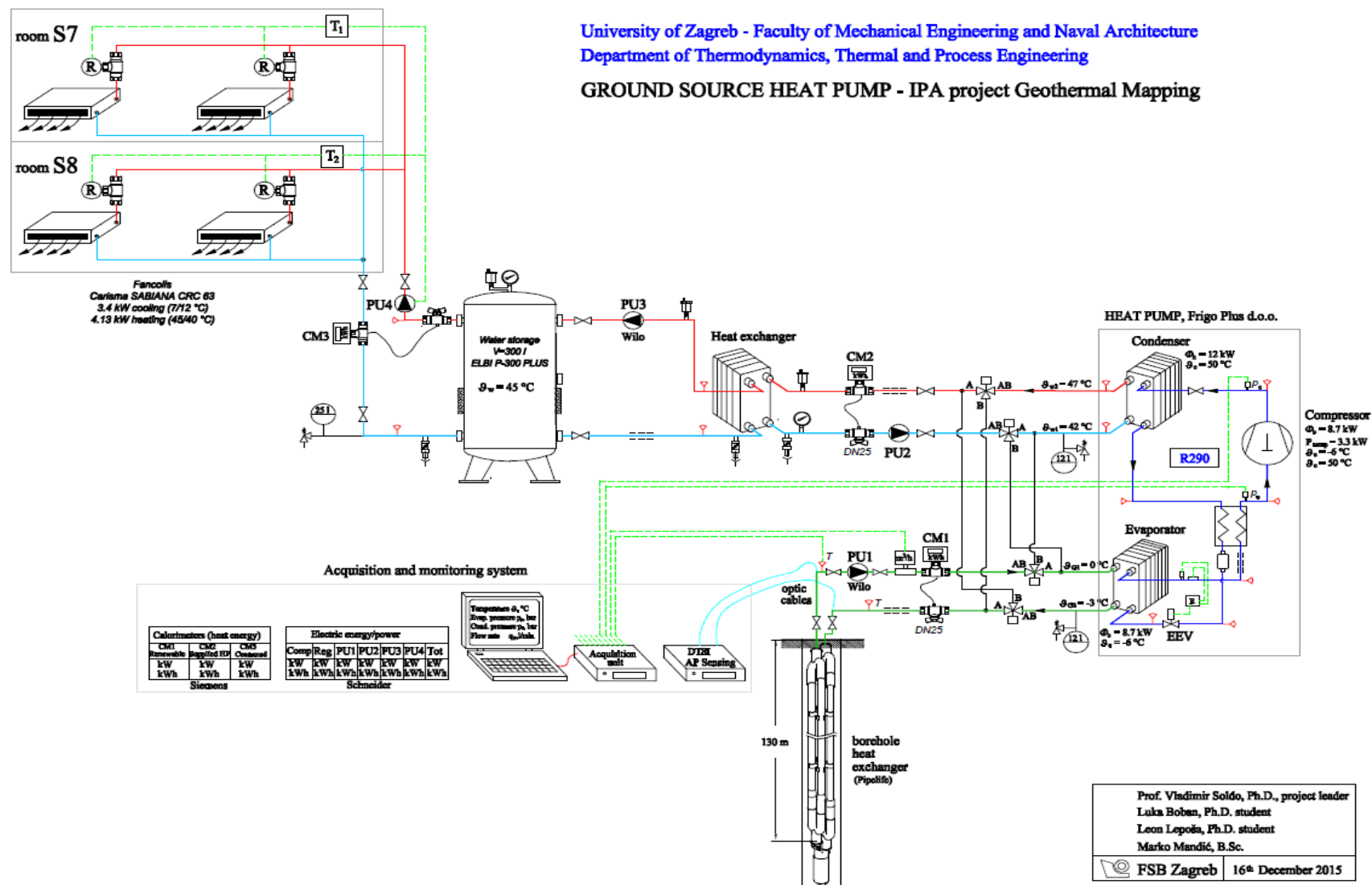


## 6. ANALIZA REZULTATA GEOTERMALNE DIZALICE TOPLINE U REŽIMU HLAĐENJA

Mjerenja su provedena na novome sustavu geotermalne dizalice topline koji je ugrađen na Fakultetu strojarstva i brodogradnje. Ovdje se radi o eksperimentalnom sustavu s dizalicom topline koji kao radnu tvar koristi propan (R290), zbog svojih prihvatljivih ekoloških svojstava, i koja se koristi za grijanje i hlađenje dvije predavaonice, a povezana je s bušotinskim izmjenjivačem topline dubine 130 m. Cijeli je sustav opremljen naprednim regulacijskim rješenjima. Prije početka mjerenja temperatura spremnika iznosila je oko 20°C. Temperaturni režim vode u spremniku prilikom rada dizalice topline iznosi 7/12°C, tako da je prvo temperatura spremnika morala pasti na temperaturni režim vode prije pokretanja pumpe koja cirkulira hladnu vodu kroz ventilokonvektore koji se nalaze u predavaonicama. Dizalica topline je regulirana tako da se isključi čim se postigne radna temperatura spremnika (7°C). Nakon postizanja temperature, uključuje se pumpa koja cirkulira vodu kroz prostoriju. Povratna zagrijana voda diže temperaturu u spremniku. Sustav je reguliran tako da se dizalica topline ponovno uključi kada se postigne temperatura spremnika od 11°C i radi sve dok ponovno temperatura spremnika ne padne na temperaturu temperaturnog režima (slika 6-2). Tijekom rada dizalice topline sustav prati i pohranjuje parametre rada svake jedne minute u računalo za daljnu obradu (slika 6-8). Mjerenja su provedena i praćena nekoliko ciklusa paljenja i gašenja dizalice topline kako bi se uočio trend pada ili rasta određenih parametara koje se pratilo, a koje možemo vidjeti u nastavku ovoga poglavlja.

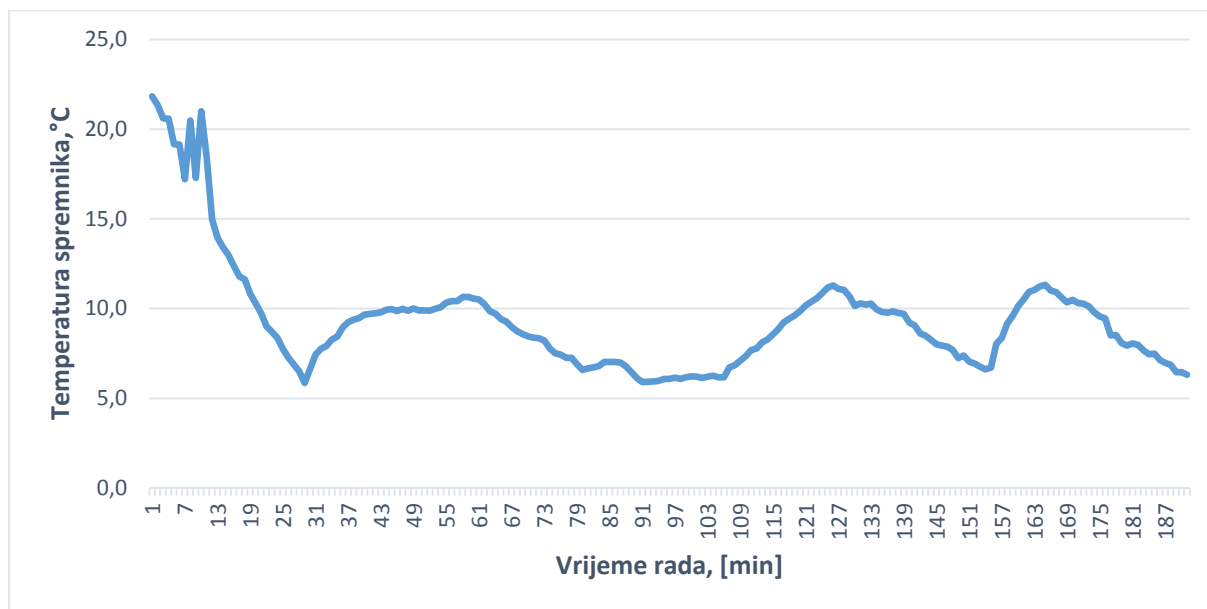


Slika 6-1. Izometrija dizalice topline



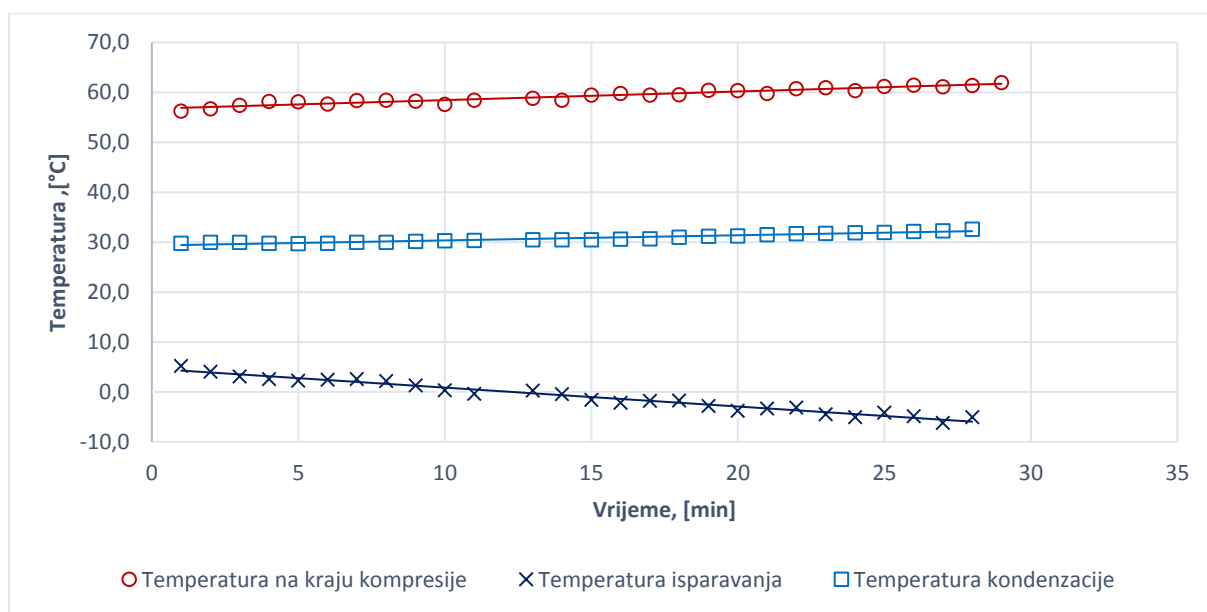
Slika 6-2. Shema geotermalne dizalice topline

Glavni parametri koji su se pratili bili su temperatura i tlak kondenzacije, temperatura i tlak isparavanja, učini kondenzatora i isparivača te snaga kompresora, temperature medija u bušotinskom izmjenjivaču topline te toplinski množitelj dizalice topline koji pokazuje koliko je cijeli sustav učinkovit.



Slika 6-3. Ponašanje temperatura vode u spremniku tijekom rada dizalice topline

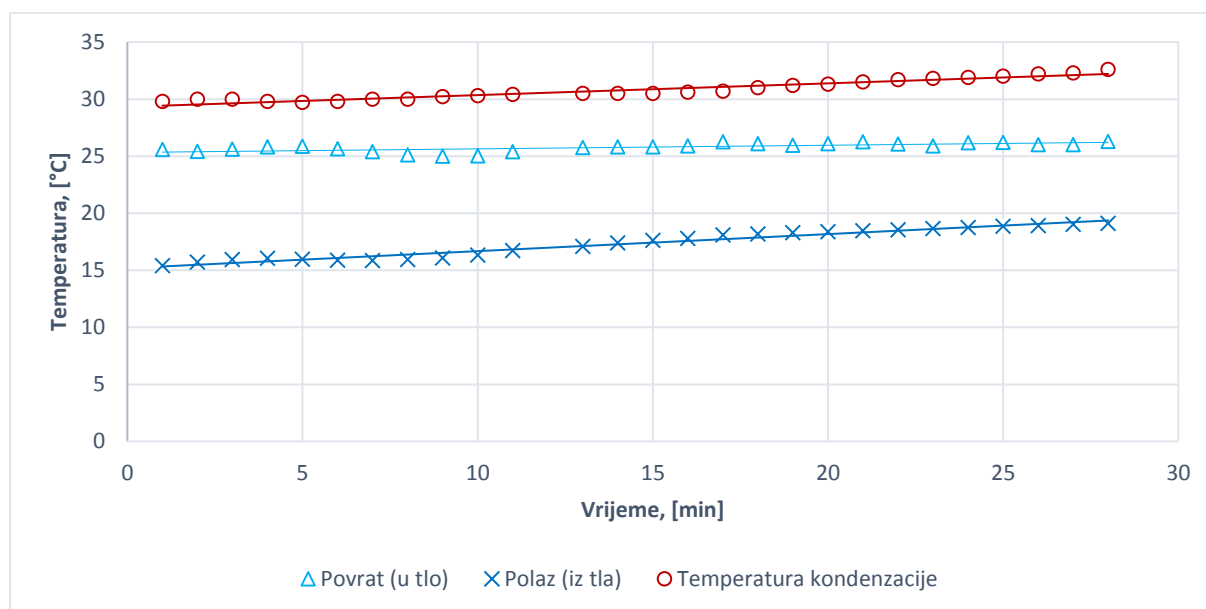
Na slici 6-4. možemo vidjeti trendove temperatura kondenzacije, isparavanja te temperature na kraju kompresije provedenih mjerenja.



Slika 6-4. Temperature kondenzacije, isparavanja i temperature na kraju kompresije

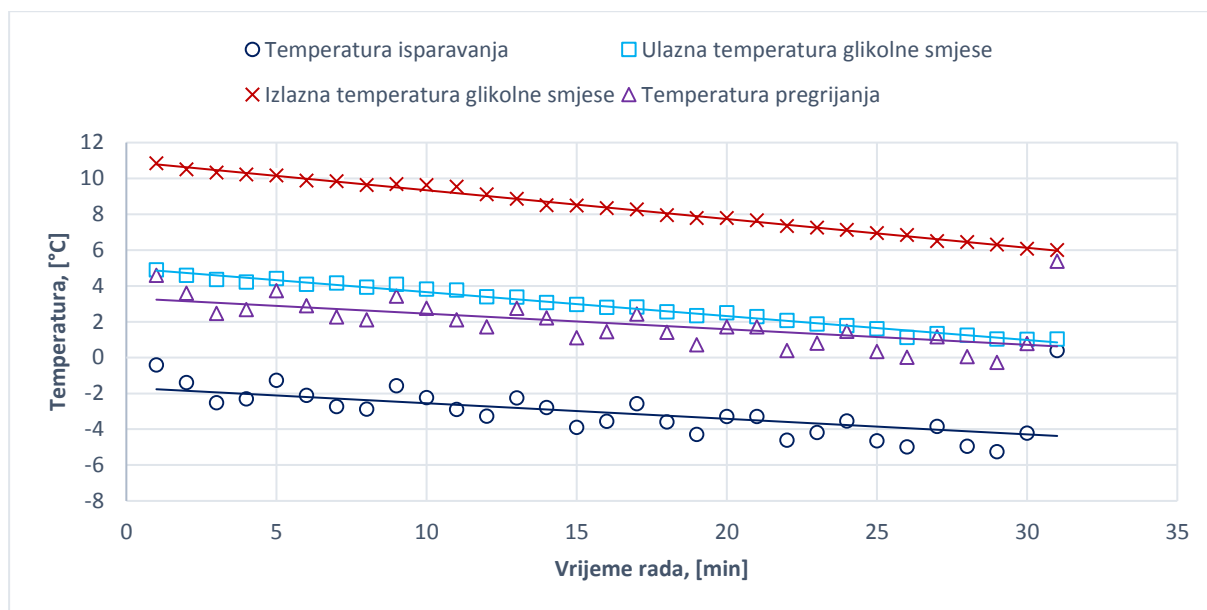
Tijekom rada sustava odnosno pada i rasta temperature spremnika, imamo prilagođavanje radne tvari kada bi se ostvario prijenos topline. Kako temperatura spremnika pada, tako pada i temperatura medija koji struji unutar spremnika, samim time i pada temperatura glikolne smjese u međuizmjenjivaču odnosno dolazi do pada temperature isparavanja u isparivaču koju možemo vidjeti na slici 6-4. Temperatura kondenzacije se tijekom rada povećava, a razlog je taj što se u režimu hlađenja toplina predaje tlu čime raste njegova temperatura, a time i temperatura glikolne smjese koja struji unutar bušotinskog izmjenjivača topline.

Temperatura na kraju kompresije ima tendenciju laganog rasta. Razlog tome je pad temperature isparavanja i rast temperature kondenzacije čime nastaje veća temperaturna razlika između temperature kondenzacije i isparavanja odnosno kompresor mora ostvariti veći kompresijski omjer čime temperatura na kraju kompresije raste.



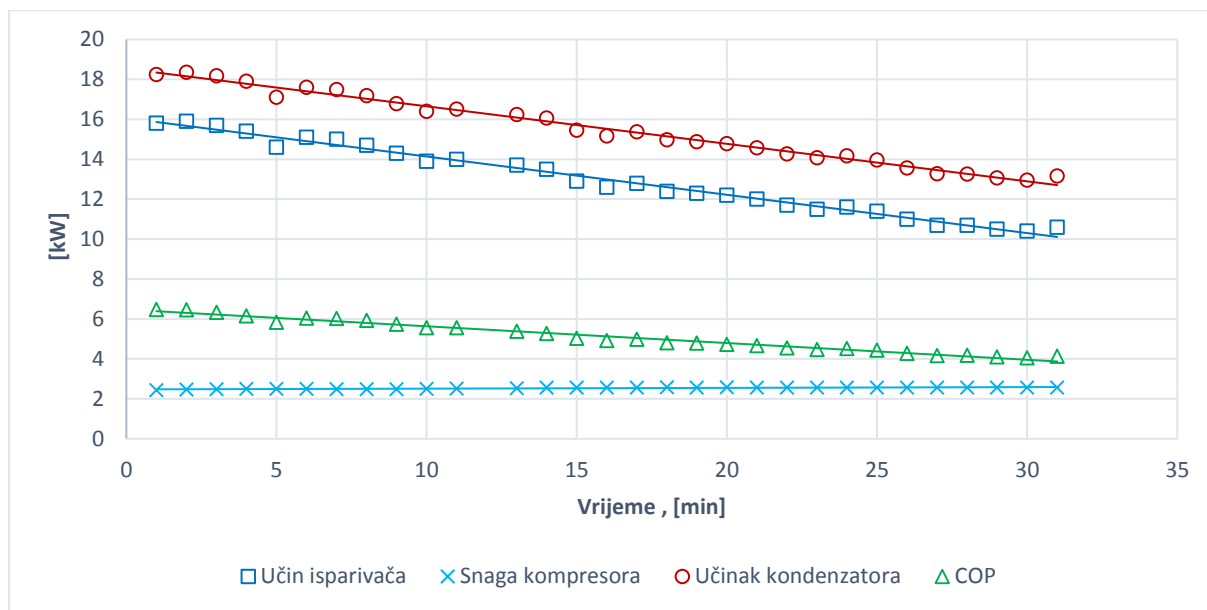
Slika 6-5. Temperature polaza i povrata bušotinskog medija i temperatura kondenzacije

Na slici 6-5. može se uočiti tendencija rasta polaza medija u izmjenjivaču topline ispod površine zemlje. Razlog tome je rast temperature tla tijekom rada geotermalne dizalice topline jer u režimu hlađenja glikolna smjesa izmjenjuje odnosno predaje toplinu tlu zbog čega imamo pad COP vrijednosti koji se može vidjeti na slici 6-7.



Slika 6-6. Temperature polaza i povrata glikolne smjese i temperature isparavanja i pregrijanja radne tvari.

Slično slici 6-5, na slici iznad se može vidjeti pad svih parametara rada dizalice topline što se moglo i za očekivati. Pad temperature glikolne smjese povlači za sobom i pad temperature isparavanja, jer se izmjena topline odvija upravo između ta dva medija, a samim time i temperature pregrijanja.



Slika 6-7. Učini kondenzatora i isparivača, snaga kompresora i COP

Snaga kompresora lagano raste zbog pada temperature isparavanja čiji su razlozi opisani iznad. Također zbog istog razloga imamo pad toplinskog množitelja (COP) gdje je dodatni uzrok pada COP-a i pad učina isparivača. Samim time i pada učin kondenzatora.



Slika 6-8. Sustav za praćenje i pohranu parametara rada tijekom rada



*Slika 6-9. Spremnik rashladne vode i ventilokonvektor za hlađenje predavaonica*

Iz spremnika rashladna voda preko cijevi struji u prostorije odnosno ventilokonvektore (Slika 6-9).

## 7. ZAKLJUČAK

Provedena su mjerenja na geotermalnoj dizalici topline koja služi za zagrijavanje/hlađenje spremnika vode u svrhu zagrijavanja/hlađenja predavaonica na Fakultetu strojarstva i brodogradnje. Nakon pripreme, dizalica topline je puštena u rad te su praćeni i pohranjivani parametri rada analizirani u svrhu određivanja ponašanja istih te određivanja prosječnog toplinskog množitelja tijekom provedenog mjerenja. Toplinski množitelj je tijekom mjerenja pokazao padajući obrazac što je bilo i za očekivati jer se tijekom režima hlađenja toplina predaje tlu čime njegova temperatura raste, raste temperatura kondenzacije, a time i kompresijski omjer čime pada ukupna energetska učinkovitost sustava. Dobiveni rezultati su dobri. Prosječna vrijednost toplinskog množitelja tijekom vremenskog perioda mjerenja je 4.42 što je jako dobar rezultat. SPF1 je mjera energetske učinkovitosti dizalice topline i ona uzima u obzir samo potrošnju električne energije na kompresoru. Ako pogledamo prosječne vrijednosti toplinskoga množitelja geotermalnih dizalica topline koje su instalirane po Europi možemo vidjeti da se vrijednosti SPF1 kreću oko 5. Postignuta vrijednosti SPF1 u Ateni iznosi 5,3. SPF1 u Coimbra-i iznosi 6. SPF1 u Padova-i iznosi 5, te u Valenciji 5,3. Izračunata vrijednost prosječnog toplinskog množitelja na temelju izmjerenih podataka na geotermalnoj dizalici topline dokazuje da je cijeli sustav dobro podešen i reguliran te postiže vrijednosti koje su daleko iznad vrijednosti Europskoga prosjeka od 3,5. Mjerenja su provedena na novome sustavu geotermalne dizalice topline, odnosno na eksperimentalnom sustavu koji je opremljen s naprednim regulacijskim rješenjima koji je namijenjen za provedbu istraživanja u svrhu poboljšanja trenutnih sustava i napretku znanja na području geotermalnih dizalica topline. Razlog tomu je manjak studija u dugoročnom praćenju rada geotermalnih dizalica topline u različitim klimatskim regijama jer većina se studija temelji na teorijskim aspektima i eksperimentima provedenima u laboratorijima.

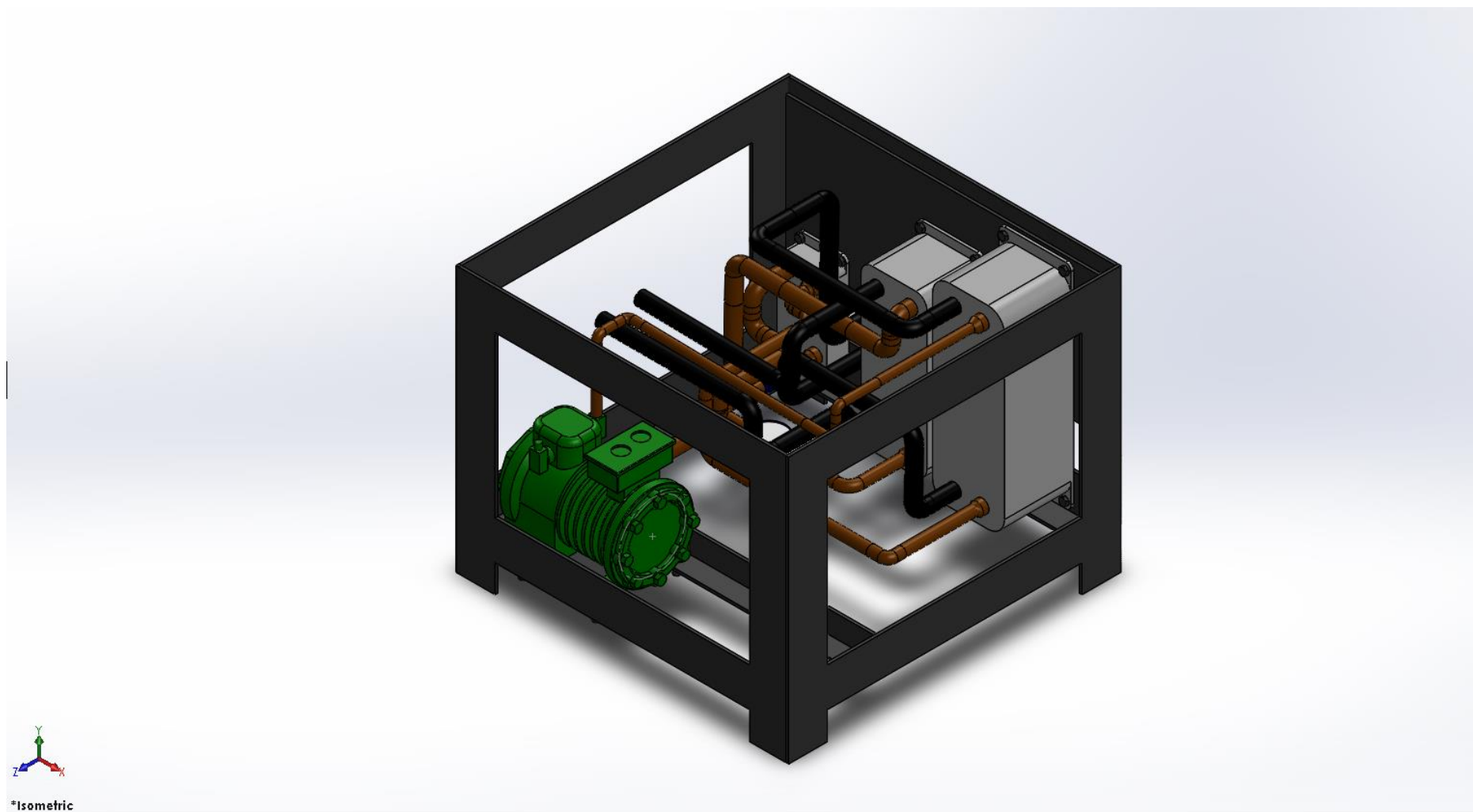


## LITERATURA

- [1] Skupina autora: *Priručnik za energetska certificiranje zgrada*, Poglavlje 9, Zagreb, 2010.
- [2] Soldo, V.: *Dizalice topline s OIE*, Podloge za predavanja, Zagreb, 2015.
- [3] Jose M. Corberan, *Use of hydrocarbons as working fluids in heat pumps and refrigeration equipment*
- [4] Mendrinos, D., and Karytsas, C.: *Ground source heat pump technology development within the EU funded project Ground-Med*, European Geothermal Congress 2013, Pisa, Italy, 3-7 lipnja (2013).
- [5] <http://www.journals.elsevier.com/applied-energy>
- [6] <http://www.swep.net/>
- [7] Ciconkov, R., *Refrigeration solved examples*, Skopje, 2001
- [8] ASHRAE 1997 HVAC Fundamentals Handbook, 1997.

## **PRILOZI**

- I. CD–R disc
- II. Izometrijski prikaz dizalice topline
- III. Tehnička dokumentacija
  - a) Dispozicija dizalice topline



*Izometrija dizalice topline*